



TUGAS AKHIR – TM091486

**STUDI KEKUATAN CROSSED HELICAL GEAR DENGAN
VARIASI SUDUT HELIX UNTUK PERANCANGAN SEPEDA
TANPA RANTAI**

Dera Fadhliah Supriyo

NRP. 2111100141

Dosen Pembimbing:
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2016



FINAL PROJECT – TM091486

***STUDY ON EFFECT OF VARIANT OF STRENGTH HELIX
ANGLE CROSSED HELICAL GEAR FOR CHAINLESS BIKE***

Dera Fadhliah Supriyo

NRP. 2111100141

Adviser Lecturer:

Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT

INDUSTRIAL ENGINEERING FACULTY

TENTH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY

SURABAYA

2016

**STUDI KEKUATAN CROSSED HELICAL GEAR
DENGAN VARIASI SUDUT HELIX UNTUK
PERANCANGAN SEPEDA TANPA RANTAI**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada Bidang Studi Teknik Desain
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

DERA FADHLIH SUPRIYO
NRP. 2111 100 141

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. AGUS SIGIT PRAMONO, DEA
(NIP. 196508101991021001)

2. ARIF WAHJUDI, ST, MT, PhD.
(NIP. 197303222001121001)

3. ALIEF WIKARTA, ST, MSc.Eng, PhD
(NIP. 198202102006041002)

4. Prof. Ir. I NYOMAN SUTANTRA,
MSc.PhD
(NIP. 195106051978031002)



(Pembimbing)

(Penguji I)

(Penguji II)

(Penguji III)

SURABAYA
Juli, 2016

STUDI KEKUATAN CROSSED HELICAL GEAR DENGAN VARIASI SUDUT HELIX UNTUK PERENCANAAN SEPEDA TANPA RANTAI

Name: Dera Fadhlih Supriyo

NRP: 2111100141

Major: Mechanical Engineering FTI-ITS

Supervisor: Dr. Ir. Agus Sigit Pramono., DEA.

ABSTRAK

Seiring perkembangan zaman, kekurangan sepeda transmisi rantai (konvensional) semakin dirasakan pengendara. Hal ini diakibatkan sering terjadi “chain bite” atau kecelakaan yang ditimbulkan akibat terjepit rantai sepeda dan juga terkena kotoran dari rantai sepeda, pemeliharaan yang sulit dari tiap part transmisi rantai. Inovasi untuk menjawab kekurangan transmisi rantai adalah dengan transmisi “chainless” atau tanpa rantai. Berdasarkan kekurangan tersebut, pada tugas akhir ini dilakukan pengembangan desain transmisi tanpa rantai penggerak poros untuk memodifikasi sepeda polygon sierra tanpa merusak frame. Sehingga penggunaan bevel gear diganti dengan cross helical gear. Walaupun ada beberapa gear yang memungkinkan seperti spheroid gear, hypoid gear, ataupun worm gear. Sphiroid gear dan hypoid gear tidak digunakan karena dirancang bangun yang sulit serta biaya yang terbatas.

Sedangkan worm gear tidak digunakan karena worm gear untuk mereduksi putaran yang sangat tinggi menjadi putaran yang rendah atau rasio kecepatan yang digunakan besar.

Secara garis besar penelitian ini dilakukan simulasi dengan software FEA terhadap crossed helical gear dengan variasi sudut 37.5;52.5, 40;50, 42.5;47.5, 45;45 dengan pembebanan torsi berasal dari power kayuhan pedal rata-rata orang dewasa sebesar 0.01hp dan putaran pedal 40, 60, 80, 100, 120 rpm. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah melakukan simulasi terhadap model menggunakan metode numeric yaitu simulasi statis, hasil simulasi statis dibandingkan dengan perhitungan persamaan tegangan untuk worm gear apabila didapatkan error dibawah 15% dilanjutkan simulasi secara dinamis. Dalam simulasi digunakan material AISI4340. Pada penelitian ini digunakan geometri yang sebanding yaitu diametral pitch normal 16.25. Kemudian melakukan meshing dengan metode meshing tetrahedron, sizing keseluruhan 0.05 in dan sizing pada permukaan kontak 0.03 in

Dari penelitian ini didapatkan variasi sudut helix mengakibatkan semakin besar sudut helix diameter gear semakin kecil diameter dan profil gear. Selain itu juga didapatkan tegangan maksimum searah sumbu x yang dialami crossed helical gear dengan pasangan sudut helix 45:45 menurun sebesar 3.98-18.2% untuk analisa statis dan 3.4-29.8%. untuk analisa dinamis. Serta didapatkan tegangan kontak maksimum menurun untuk pembebanan torsi sebesar 3.4-29.8% untuk analisa statis dan 3.4-32% untuk analisa dinamis.

Kata kunci : *Chainless, Hypoid, Bevel, Spiroid, Worm, Crossed Helical Gear, Torsi, Tegangan Bending, Tegangan Kontak*

***STUDY ON EFFECT OF VARIATION OF STRENGTH
HELIX ANGLE CROSSED HELICAL GEAR FOR
CHAINLESS BIKE***

Name: Dera Fadhlih Supriyo

NRP: 2111100141

Major: Mechanical Engineering FTI-ITS

Supervisor: Dr. Ir. Agus Sigit Pramono., DEA.

ABSTRACT

In this era, lack of bicycle chain transmission (conventional) increasingly perceived riders. This caused frequent "chain bite" or accidents caused by pinched bicycle chain and also hit the dirt from the bike chain, maintenance is difficult from every part of transmission chain. Innovations to be a lack of transmission with a transmission chain is "chainless" or without a chain. Based on these concerns, in this final project design development without the transmission shaft drive chain to modify the polygon sierra bike without damaging the frame. So the use of bevel gear replaced with cross helical gear. Although there is some gear that would allow such a spheroid gear, hypoid gear, or a worm gear. Sphiroid gear and hypoid gear is not used for design and build tough and limited cost. While the worm gear is not used

because of the worm gear to reduce the very high rotation into the low rotation speed or ratio used large.

Broadly speaking, this study conducted a simulation with FEA software to the crossed helical gear with various angle of 37.5; 52.5, 40, 50, 42.5; 47.5, 45; 45 with a load torque is derived from the power pedal stroke average adults by 0.01hp and round pedal 20, 40, 60, 80, 100, 120 rpm. The method used in this research was to simulate the model using numerical methods are static simulation, the simulation results compared with the calculation of static stress equations for the worm gear when the error obtained below 10% continued dynamic simulation. AISI4340 material used in the simulation. In this study used the geometry of comparable normal pitch that is diametrically 16:25. Then do meshing with meshing method tetrahedron, 0:05 in the overall sizing and sizing at 0:03 in the contact surface

From this study, helix angle variation resulting in greater helix angle gear diameter and the smaller diameter gear profile . It also obtained the maximum stress experienced in the direction of the x-axis crossed helical gear with helix angle pair 45:45 decrease of 3.98-18.2 % for static analysis and 3.4-29.8 % . for dynamic analysis . And also got maximum contact stress decreases to load torque of 3.4-29.8 % for static analysis and 3.4-32 % for dynamic analysis .

Keywords: Chainless, Hypoid, Bevel, Spiroid, Worm, Crossed Helical Gear, Torque, Bending Stress, Stress Contacts

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan pada kehadiran Allah SWT, pemelihara seluruh alam raya yang telah melimpahkan rahmat, taufik, dan hidayah-Nya serta shalawat dan salam bagi junjungan nabi besar kita Rasulullah Muhammad Shallallahu'alaini Wasallam sehingga penulis mampu menyelesaikan laporan tugas sakhir dengan judul “Studi Pengaruh Variasi Sudut Helix terhadap Kekuatan Crossed Helical Gear untuk Sepeda Tanpa Rantai” ini.

Laporan tugas akhir ini disusun untuk memenuhi salah satu matakuliah dan juga salah satu syarat kelulusan sarjana di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini bukanlah tujuan akhir dari belajar karena belajar tidak lepas dari dorongan dan uluran tangan berbagai pihak. Oleh karena itu tak salah kiranya penulis mengungkapkan terima kasih dan penghargaan kepada :

1. Papa Dewanto Tri Supriyo, mama Rachiasih, aa Dera Ariefiandi Supriyo aa Dera Haffiyan Supriyo Suromo yang tecinta serta keluarga besar yang tak taka datinya memberi dorongan serta doanya.
2. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA, selaku dosen pembimbing yang dengan sabra meluangkan waktu membina dan mengarahkan penulis.
3. Gusti Prmeswary yang selalu memberikan dorongan doa dan perhatian yang tiada hentinya.

4. Bapak Alief Wikarta, ST., Msc. Eng., PhD, bapak Arif Wahyudi, Bapak I Nyoman SUTantra selaku doseng penguji yang telah menyediakan waktu luang dan memberikan masukan untuk kesempurnaan penelitian ini.
5. Fahmi, Heri, Syifa, Ario Kartiko, Mambang, Yuko, Kuku, Putra, Bagus, Khisni, Chandra, Refki, Johan, Rifqy, Jundullo, Maylana, Wira, Alvin, Pariy, Ghofar, Fadil, Indira, Wardah, Chontry selaku teman-teman yang membantu saya dan memberikan saran serta tambahan pengetahuan untuk masukan tugas akhir ini.
6. Teman-teman M54 serta karyawan jurusan yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu, terima kasih atas pertolongan dan dorongan serta semangat Uber Alles-nya

Semoga Allah SWT membalas kebaikan dan ketulusan semua pihak yang telah membantu menyelesaikan tugas akhir ini dengan melimpahkan rahmat dan karunia-Nya. Semoga laporan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan kebaikan bagi banyak pihak demi kemaslahatan bersama serta bernilai ibadah di hadapan Allah SWT Aamiin.

Surabaya, 7 Juli 2016

Penyusun

Dera Fadhlil Supriyo

2111100141

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	I
LEMBAR PENGESAHAN.....	II
<i>ABSTRAK</i>	III
<i>ABSTRACT</i>	VI
DAFTAR ISI.....	X
DAFTAR ISI.....	X
DAFTAR GAMBAR.....	XII
DAFTAR TABEL.....	XV
BAB I PENDAHULUAN.....	1
I.1 LATAR BELAKANG	1
I.2 RUMUSAN MASALAH	4
I.3 TUJUAN.....	4
I.4 BATASAN MASALAH	5
I.5 MANFAAT	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	7
II.1 PENELITIAN TERDAHULU	7
II.1.1 V.S.N KARTHIK BOMMISSETTY (2009)	7
II.1.1 HOWARD SUTHERLAND (1995)	9
II.2 DASAR TEORI	10
II.2.1 Perencanaan Torsi.....	10
II.2.2 Perencanaan Cross Helical Gear	11
II.2.2.1 Profil Gigi Involute	11
II.2.2.2 Perencanaan Dimensi Geometri Crossed Helical Gear	15
II.2.3.3 Analisa Beban Crossed Helical Gear	21
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	32

III.1 DIAGRAM ALIR PENELITIAN	32
III.2 LANGKAH-LANGKAH PENELITIAN	33
III.2.1 Studi Literatur	34
III.2.2 Pengumpulan Data	34
III.2.2.1 Contoh Perhitungan Beban Torsi	36
<i>Pemberian beban seperti pada tabel 3.2 berdasarkan power output maksimal yang dikeluarkan oleh pengendara dewasa rata-rata yang disesuaikan dengan jenis sepeda santai yang akan dimodifikasi. Data ini diperoleh dari gambar 2.2 grafik kecepatan putar terhadap daya keluaran (Suderland, 1993).....</i>	36
III.2.3 Permodelan 3D	37
III.2.4 Simulasi	38
III.2.4.1 Input Engineering Data	39
III.2.4.2 Import Geometri	39
III.2.4.3 Pendefinisian Boundary Condition	40
III.2.4.4 Proses Meshing	44
III.2.4.5 Pendefinisian Output	46
III.2.4.6 Evaluasi Perbandingan Hasil	48
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	50
IV.1 HASIL RANCANGAN	50
IV.2.1 Tegangan Bending	52
IV.2.2 Tegangan Kontak	53
IV.3 HASIL SIMULASI STATIS	54
IV.3.1 Distribusi Tegangan Statis	54
IV.3.2 Data Tegangan Maksimum	56
IV.3.3 Validasi Data Tegangan Maksimum Statis	58
IV.3.4 Data Keamanan Tegangan Maksimum Statis	59
IV.4 HASIL SIMULASI DINAMIS	63
IV.4.1 Distribusi Tegangan Dinamis	63
IV.4.2 Data Hasil Simulasi Dinamis	65
IV.4.3 Data Tegangan Maksimum	67
IV.4.4 Data Keamanan Tegangan Maksimum Dinamis	68
IV.5 PEMBAHASAN GRAFIK	70
IV.5.1 Grafik Tegangan searah sumbu x fungsi torsi	71
IV.5.2 Grafik Tegangan Kontak fungsi torsi	75
IV.5.3 Grafik Tegangan Bending Dinamis Fungsi Torsi	79
IV.5.4 Grafik Tegangan Kontak fungsi torsi	83

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	87
V.1 KESIMPULAN	87
V.2 SARAN	87
LAMPIRAN A PERHITUNGAN GEOMETRI.....	90
LAMPIRAN B GAMBAR DISTRIBUSI TEGANGAN... 	94
2.1 B.1 DISTRIBUSI TEGANGAN KONTAK STATIS PADA PEMBEBANAN TORSI 52.5LB-IN	94
2.2 B.3 DISTRIBUSI TEGANGAN BENDING STATIK PADA PEMBEBANAN TORSI 52.5LB-IN	96
2.3 B.4 DISTRIBUSI TEGANGAN KONTAK DINAMIK PADA PEMBEBANAN TORSI 52.5LB-IN	98
2.4 B.4 DISTRIBUSI TEGANGAN BENDING DINAMIK PADA PEMBEBANAN TORSI 52.5LB-IN	100
LAMPIRAN C GRAFIK DISTRIBUSI TEGANGAN FUNGSI WAKTU	102
2.5 C.1 GRAFIK DISTRIBUSI TEGANGAN SUMBU X PADA PEMBEBANAN TORSI 52.5 LB-IN.....	102
2.6 C.1 GRAFIK DISTRIBUSI TEGANGAN KONTAK PADA PEMBEBANAN TORSI 52.5 LB-IN	102
2.7 C.1 GRAFIK DISTRIBUSI TEGANGAN KONTAK PADA PEMBEBANAN TORSI 52.5 LB-IN	103
2.8 C.1 GRAFIK DISTRIBUSI TEGANGAN KONTAK PADA PEMBEBANAN TORSI 63 LB-IN	103
RIWAYAT PENULIS.....	104

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 Kekurangan Sepeda Rantai.....	2
Gambar 1. 2 (a) perbandingan worm, spiroid, bevel, dan hypoid gear dan (b) posisi gear pada sepeda yang akan dianalisa.....	3
Gambar 2. 1 Hasil simulasi static tegangan kontak dan bending spur gear (BOMMISSETTY, 2009).....	6
Gambar 2. 2 Grafik kecepatan putar pedal terhadap power keluaran dari pengendara (Howard Sutherland. 1995).....	8
Gambar 2. 3 Kurva involute dengan sudut parametrik positif pada koordinat kartesian (en.wikipedia.org/wiki/involute).....	10
Gambar 2. 4 (a) Gear dengan profil involute beserta garis kontakannya dan (b) ilustrasi menggambarkan profil involute secara manual (Carter, 2007).....	10
Gambar 2. 5 Cara membuat profil involute manual pada CAD software (Carter, 2007).....	12
Gambar 2. 6 Sudut – sudut pada crossed helical gear (Springer, 1997)	14
Gambar 2. 7 Geometri dasar dari helical gear (Dudely,2000).....	16
Gambar 2. 8 (a) interference dan (b) backlash (Dudely, 2000)	17
Gambar 2. 9 Ketentuan arah arah gaya axial crossed helical gear (Dudely, 2000).....	19
Gambar 2. 10 Tegangan bending pada kaki gigi gear (Marta, 1998)	21
Gambar 2. 11 Momen inersia untuk geometri rectangle (Budynas, 2011) ...	22
Gambar 2. 12 Momen inersia untuk geometri disk (Sularso, 2007)	24
Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian	28
Gambar 3. 2 Diagram alir proses simulasi	33
Gambar 3. 3 pendefinisian kontak gigi-gigi pada software FEA (M1T1) ...	35
Gambar 3. 4 Pendefinisian joint pada (a) driver gear dan (b) driven gear (M1T1).....	37
Gambar 3. 5 Pembebanan pada model	38
Gambar 3. 6 Meshing pada model 3D (model M1T1)	39
Gambar 3. 7 (a) Normal Stress dan (b) Contact Stress.....	42

Gambar 4. 1 Profil Roda Gigi Driven Hasil Pemodelan (a) helix 52.5 (b) helix 50 (c) helix 47.5 (d) helix 45	44
Gambar 4. 2 Contoh Tegangan maksimum sumbu X dan kontak pada Model 37.5:52.5 dengan pembebanan torsi 52.5 lb in	47
Gambar 4. 3 Contoh Distribusi Tegangan Bending dan kontak pada Model 1 (sudut helix 37.5:52.5) dengan beban torsi 52.5 lb-in	53
Gambar 4. 4 Grafik Tegangan Sumbu X Fungsi Torsi	58
Gambar 4. 5 Grafik Tegangan Sumbu X Fungsi Torsi	60
Gambar 4. 6 Grafik Tegangan Sumbu X Fungsi Torsi	63
Gambar 4. 7 Grafik Tegangan Sumbu X Fungsi Torsi	65

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 – Validasi Error Spur Gear (Bomisetty, 2009)	7
Tabel 2. 2 Tooth System (Dutchman, 1975)	15
Tabel 2. 3 Rekomendasi Backlash yang diizinkan pada gear (Dudely, 2000)	18
Tabel 2. 4 Faktor Lewis pada Worm Gear	23
Tabel 3. 1 Data material driver dan driven gear	30
Tabel 3. 2 Data variasi beban pada driver dan driven untuk analisa simulasi	30
Tabel 3. 3 Data variasi beban pada driver dan driven untuk analisa simulasi	31
Tabel 3. 4 Variabel bebas sudut helix ditampilkan pada table 3.4 dan pasang gear untuk transmisi sepeda	31
Tabel 3. 5 Pengaturan kontak pada software FEA	35
Tabel 3. 6 Pengaturan joint driver dan driven gear pada software FEA	36
Tabel 3. 7 Pengaturan pembebanan torsi & RPM	37
Tabel 3. 8 Pengaturan pembebanan gravitasi	37
Tabel 3. 9 Pengaturan analisa simulasi dan time setting	38
Tabel 3. 10 Detail Pengaturan Meshing Analisa Kontak	39
Tabel 3. 11 Pengaturan kontrol elemen mesh Analisa Kontak	40
Tabel 3. 12 Detail Pengaturan Metode Meshing Analisa Bending	40
Tabel 3. 13 Pengaturan output	41
Tabel 3. 14 Data hasil simulasi beban torsi	42
Tabel 4. 1 Hasil perhitungan tegangan bending (Lewis)	46
Tabel 4. 2 Hasil perhitungan tegangan kontak (Hartizian)	47
Tabel 4. 3 Datal Tegangan Bending Hasil Simulasi Statis	48
Tabel 4. 4 Datal Tegangan Von Mises Bending Hasil Simulasi Statis	48
Tabel 4. 5 Data Tegangan Kontak Hasil Simulasi Statis	49
Tabel 4. 6 Data Tegangan VonMises Kontak Hasil Simulasi Statis	49
Tabel 4. 7 Hasil Perhitungan Error pada Simulasi Statis untuk Tegangan Bending dalam %	49

Tabel 4. 8 Hasil Perhitungan Error pada Simulasi Statis untuk Tegangan Kontak.....	50
Tabel 4. 9 Hasil Perbandingan Keamanan pada Simulasi Statis untuk Tegangan Bending	51
Tabel 4. 10 Hasil Perbandingan Keamanan pada Simulasi Statis untuk Tegangan Bending Von Mises	51
Tabel 4. 11 Hasil Perbandingan Keamanan pada Simulasi Statis untuk Tegangan Kotak	52
Tabel 4. 12 Hasil Perbandingan Keamanan pada Simulasi Statis untuk Tegangan Kontak Von Mises	52
Tabel 4. 13 Contoh Data Awal Hasil Simulasi Tegangan Bending.....	54
Tabel 4. 14 Data Tegangan Maksimum Searah Sumbu X pada Simulasi dengan Pembebanan Torsi	55
Tabel 4. 15 Data Tegangan Maksimum Kontak pada Simulasi dengan Pembebanan Torsi.....	56
Tabel 4. 16 Hasil Perbandingan Keamanan pada Simulasi Dinamis untuk Tegangan Bending	56
Tabel 4. 17 Hasil Perbandingan Keamanan pada Simulasi Dinamis untuk Tegangan Kontak	57

BAB I

PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Sepeda merupakan kendaraan dengan memanfaatkan tenaga manusia dengan system transmisi tertentu untuk menggerakkan roda. Perkembangan sepeda dimulai tahun 1818, alat transportasi pertama yang menggunakan dua roda dan digerakan dengan cara mendorong dengan kaki bersamaan disebut Draisienne. Sepeda komersial pertama diberi nama velocipede dimana pedal dihubungkan dengan roda depan pada tahun 1863. Perkembangan sepeda dari segi keselamatan mulai berubah pada tahun 1879, sepeda (konvensional) dengan penggerak rantai yang menghubungkan pedal dengan hub belakang, design frame yang tidak kaku dengan penemuan pola terkuat dan ringan yang disebut diamond frame, serta ditemukannya ban pneumatic yang dapat meminimalkan getaran sepeda.

Seiring perkembangan zaman, kekurangan sepeda transmisi rantai (konvensional) semakin dirasakan pengendara. Hal ini diakibatkan sering terjadi “chain bite” atau kecelakaan yang ditimbulkan akibat terjepit rantai sepeda dan juga terkena kotoran dari rantai sepeda, pemeliharaan yang sulit dari tiap part transmisi rantai, tingkat kebisingan yang dikarenakan adanya kontak pada rantai. Inovasi untuk menjawab kekurangan transmisi rantai adalah dengan transmisi “chainless” atau tanpa rantai. Berdasarkan jenis penggeraknya sepeda tanpa rantai dibagi menjadi tiga yaitu poros penggerak, kabel penggerak, dan tanpa transmisi. Poros penggerak tersusun dari dua pasang bevel gear yang dihubungkan poros. Sedangkan kabel

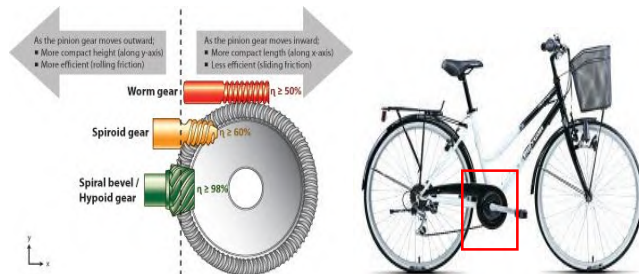
penggerak, pedal terhubung dengan kabel yang terlilit drum kecil dan tersambung dengan roda belakang sehingga putaran roda belakang samadengan putaran drum dari kayuhan. Tanpa transmisi dimana pedal langsung terhubung dengan roda belakang.



Gambar 1. 1 Kekurangan Sepeda Rantai

Berdasarkan kekurangan tersebut, pada tugas akhir ini dilakukan pengembangan desain transmisi tanpa rantai penggerak poros untuk memodifikasi sepeda polygon sierra tanpa merusak frame. Sehingga penggunaan bevel gear diganti dengan cross helical gear. Walaupun ada beberapa gear yang memungkinkan seperti spheroid gear, hypoid gear, ataupun worm gear. Spheroid gear dan hypoid gear tidak digunakan karena pemasangan spheroid dan hypoid masih dapat merusak frame pada rancangan sepeda, geometri dari gear yang khusus berbentuk spiral(spheroid) dan hyperbolic(hypoid) sulit untuk disesuaikan dengan transmisi yang direncanakan, dan juga dirancang bangun yang sulit serta biaya yang terbatas. Sedangkan worm gear tidak digunakan karena worm gear untuk mereduksi putaran yang sangat tinggi menjadi putaran yang rendah atau rasio kecepatan yang digunakan besar, dan efisiensi dari transmisi worm gear yang kecil akibat gesekan yang terjadi.

Penggantian bevel gear dengan cross helical gear pada transmisi chainless mudah untuk dilepas serta dipasang kembali tanpa merusak frame serta bagian lainnya dari sepeda. Tetapi kelemahan dari crossed helical gear adalah manufaktur yang rumit dan perhitungan analitis belum banyak dibahas. Selama ini untuk perhitungan analitis crossed helical gear dapat diasumsikan sama dengan worm gear yang sebenarnya kekuatan dan keausan akan lebih rendah.



Gambar 1. 2 (a) perbandingan worm, spiroid, bevel, dan hypoid gear dan (b) posisi gear pada sepeda yang akan dianalisa

Usaha untuk minimalisasi kelemahan dari crossed helical gear terutama dari kekuatan bending dan kontak, jika dibandingkan dengan helical gear titik kontak yang terjadi lebih banyak tetapi tidak seperti worm gear yang selalu bergesekan untuk mereduksi putaran besar. Sehingga untuk mendapatkan keakuratan nilai tegangan dapat dilakukan dengan cara analisa melalui metode elemen hingga. FEM (finite element method) dari software ansys merupakan salah satu software metode numerik yang dapat digunakan untuk menganalisa beban dinamis pada gear, dikarenakan pada persamaan yang sudah ada hanya untuk mendapatkan nilai tegangan stati,tetapi tegnagn statis inilah yang nantinya dipakai untuk mengetahui analisa simulasi pada kondisi statis sudah mendekati atau tidak untuk

dilanjutkan analisa dinamis.. Hasil dari analisa simulasi FEM dibandingkan dengan beban torsi sehingga dapat diketahui besar ketahanan kontak dan bending pada material yang sama dengan geometri sudut helix yang berbeda serta fenomena perubahan tegangan bending dan kontak yang terjadi.

I.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang dijabarkan pada sub bab 1.1, maka permasalahan yang diangkat pada tugas akhir ini dapat dirumuskan sebagai berikut:

1. Bagaimana merancang crossed helical gear pada sepeda tanpa rantai yang tidak merusak frame dan aman terhadap tegangan bending dan kontak?
2. Bagaimana pengaruh variasi sudut helix terhadap tegangan bending crossed helical gear pada pembebanan torsi menggunakan simulasi statis dan dinamis?
3. Bagaimana pengaruh variasi sudut helix terhadap tegangan kontak crossed helical gear pada pembebanan torsi menggunakan simulasi statis dan dinamis?

I.3 Tujuan

Tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk merancang crossed helical gear pada sepeda tanpa rantai yang tidak merusak frame dan aman terhadap tegangan bending dan kontak.
2. Untuk mengetahui pengaruh variasi sudut helix terhadap tegangan bending crossed helical gear pada pembebanan torsi menggunakan simulasi statis dan dinamis.

3. Untuk mengetahui pengaruh variasi sudut helix terhadap tegangan kontak crossed helical gear pada pembebanan torsi menggunakan simulasi statis dan dinamis.

I.4 Batasan Masalah

Agar pembahasan masalah dalam tugas akhir ini terarah dan dapat mencapai tujuan yang telah ditentukan, maka beberapa batasan masalah perlu diberlakukan. Batasan masalah pada tugas akhir ini yaitu:

1. Rancangan dikhususkan pada pasangan crossed helical gear transmisi bagian depan sepeda
2. Digunakan material yang sudah ada di pasaran (VCN 150 atau AISI 4340)
3. Dimensi gear sesuai space pada transmisi sepeda (jarak antar pusat gear 2.5in, diameter outside driver gear 3.5in, diameter outside driven gear 3.5in sudut poros 90)
4. Getaran tidak dianalisa
5. Hanya crossed helical gear yang dianalisa
6. Pelumasan tidak dianalisa
7. Perubahan panas akibat gesekan tidak dianalisa
8. Pembebanan dianggap konstan

I.5 Manfaat

Manfaat dari penelitian sebagai berikut.

1. Kontribusi tidak langsung terhadap pengembangan pengetahuan teknologi mekanika

2. Sebagai referensi untuk penelitian berikutnya maupun yang ingin membuat rancang bangun tentang sepeda tanpa rantai penggerak poros
3. Mengetahui seberapa besar pengaruh sudut helix terhadap tegangan yang terjadi pada cross helical gear

BAB II

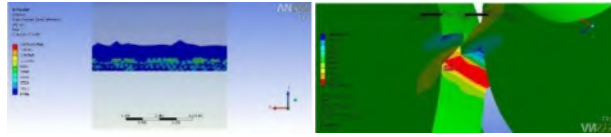
TINJAUAN PUSTAKA

II.1 Penelitian terdahulu

Berikut ini beberapa contoh penelitian terdahulu yang membahas mengenai simulasi statis roda gigi rantai dan beban pedal pengendara sepeda.

II.1.1 V.S.N KARTHIK BOMMISETTY (2009)

Pada penelitian Bommisetty dilakukan studi kekuatan bending dan kontak permodelan spurgear dengan simulasi ANSYS. Pemodelan dilakukan berdasarkan variasi modifikasi pada tip fillet profil gigi dengan geometri yang sama. Validasi simulasi statik menggunakan persamaan Lewis untuk bending dan Hertzian untuk kontak statis dengan maksimal error sebesar 10%. Definisi kontak yang digunakan frictionless pada bagian kontak gigi dan join body to ground revolute kedua gear untuk bending dan untuk kontak fix pada driven gear. Pemberian beban putaran rpm pada joint dan gravitasi gear. Meshing yang digunakan untuk menganalisa bending dan kontak berbeda, untuk analisa kontak sizing dilakukan pada seluruh badan gear dan permukaan kontak, sizing permukaan kontak pada driven gear yang digunakan sebesar 0.3in dan untuk analisa bending meshing menggunakan metode tetrahedron dengan pengaturan minimal size 0.1in.. Definisi solusi yang digunakan adalah normal stress pada arah radial untuk bending dan contact tool pressure untuk kontak. Hasil yang didapat untuk masing masing gear seperti gambar 2.1.



Gambar 2. 1 Hasil simulasi static tegangan kontak dan bending spur gear (BOMMISETTY, 2009)

Hasil yang didapatkan dibandingkan dengan besar tegangan yang didapatkan dari persamaan Lewis dan Hartzian pada spur gear. Error yang terjadi harus dibawah 10%.

- Tegangan Kontak

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\frac{2 F_d (d_1 + d_2)}{\sin \phi d_1 d_2}}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) 2.86 b}}$$

- Tegangan Bending

$$S = \frac{F_b P}{b Y}$$

Sehingga didapatkan hasil error dibawah 10% seperti pada tabel 2.1

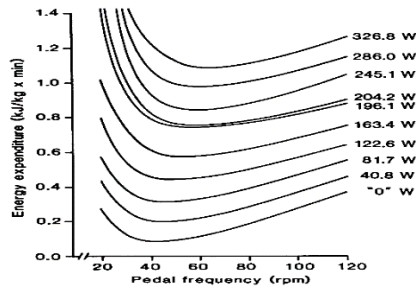
Tabel 2. 1 – Validasi Error Spur Gear (Bomisetty, 2009)

Stress	Theoretical values	FE Results	%Error
Bending Stress	6181.57 psi	6239.4 psi	0.9%
Contact Stress	1,61,087.99 psi	1,60,110 psi	0.6%

Berdasarkan hasil perbandingan tersebut penulis menggunakan beberapa langkah yang sama untuk analisa simulasi crossed helical gear.

II.1.1 HOWARD SUTHERLAND (1995)

Pada penelitian Sutherland eksperimen dilakukan untuk mengetahui energi yang mampu dikeluarkan oleh pengendara sepeda pada saat pembebanan pedal. Hasil penelitian Sutherland berdasarkan pengujian 10 pengendara sepeda yang terdiri dari 4 orang pembalap sepeda, 4 orang pengendara terlatih, dan 2 orang dewasa ditunjukkan pada gambar 2.2.



Gambar 2. 2 Grafik kecepatan putar pedal terhadap power keluaran dari pengendara (Howard Sutherland. 1995)

Berdasarkan hasil eksperimen Sutherland penulis menggunakan data power input rata rata pengendara sepeda biasa sekitar 74.56 watt = 0.1 hp dan puteran pedal 20rpm hingga 120 rpm sehingga beban torsi yang ditransmisikan oleh gear dapat diketahui.

II.2 Dasar Teori

Dasar teori yang digunakan adalah untuk merencanakan elemen mesin yang digunakan pada transmisi sepeda tanpa rantai penggerak poros, maka data yang pertama perlu diketahui adalah besarnya torsi yang bekerja pada dan transmisi sepeda. Kemudian pembahasan perancangan transmisi crossed helical gear dari rancangan geometri hingga material yang aman terhadap pembebanan yang terjadi pada gear.

II.2.1 Perencanaan Torsi

Data - data yang ditransmisi didapatkan dari referensi 5 yang digunakan dalam perancangan yang aman digunakan power output maksimal dari pengendara rata-rata sebesar 75 watt (0.1hp) dengan variasi kecepatan putaran pedal (gambar 2.5). Dengan data yang ada besar torsi yang akan ditransmisikan dinyatakan sebagai berikut :

$$T = \frac{hp \ 63000}{n} \quad (2.1)$$

Dimana :

hp = daya yang dibutuhkan (hp)

T = torsi yang dihasilkan pedal (lb-in)

n = kecepatan putar pedal (rpm)

II.2.2 Perencanaan Cross Helical Gear

Roda gigi Cross *Helix* adalah roda gigi yang profil giginya miring berputar seperti spiral dan digunakan untuk transmisi daya pada poros yang bersilangan. Roda gigi cross heliks juga digunakan untuk kecepatan tinggi dan untuk

transmisi daya yang besar, roda gigi miring menghasilkan *noise* dan getaran yang rendah dibandingkan roda gigi lurus. *Helical gear* digunakan jika efisiensi dan *quieter operation* penting (biasanya banyak dipakai di automobile), dimana jumlah Sudut *Helix* untuk pasangan gear harus sama dengan sudut antar poros.

II.2.2.1 Profil Gigi Involute

Pada koordinat kartesian kurva involute memiliki persamaan parametric sebagai berikut

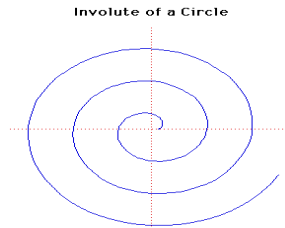
$$x = r (\cos t + t \sin t) \quad (2.2)$$

$$y = r (\sin t + t \cos t) \quad (2.3)$$

dimana : r : radius dari lingkaran (in)

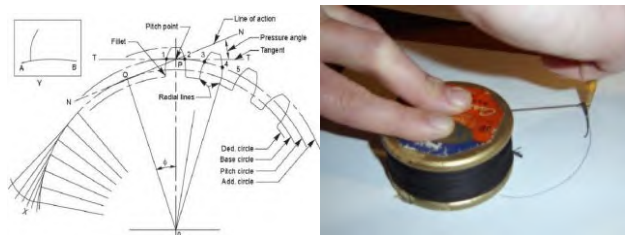
t : parameter sudut dalam radian

Apabila nilai sudutnya positif maka akan terbentuk kurva berputar sesuai kaidah tangan kanan (CCW). Apabila nilai sudutnya negative maka akan terjadi sebaliknya yaitu akan berputar berdasarkan kaidah tangan kiri (CW). Pada gambar 2.7 Menunjukkan kurva involute menggunakan sudut parametrik positif.



Gambar 2. 3 Kurva involute dengan sudut parametrik positif pada koordinat kartesian
(en.wikipedia.org/wiki/involute)

Roda gigi dengan profil gigi involute pertama kali di desain oleh Leonard Euler, jenis roda gigi yang sering digunakan hingga saat ini disamping profil cycloid. Rerlepas dari jenis spur gear atau helical, roda gigi dengan profil involute memiliki hanya satu kontak yang terjadi. Rotasi roda gigi yang menyebabkan titik kontak dari masing masing permukaan gigi yang berpasangan berpindah. Garis singgung pada tiap titik kontak antara permukaan gigi selalu tegak lurus (normal) dengan kurva involute profil gigi. Sehingga garis gaya mengikuti garis kontak. Oleh karena itu, garis kontak juga disebut pressure line (garis tekan). Sedangkan perpotongan antara garis kontak satu dengan garis kontak yang lain akan menghasilkan sebuah titi yang disebut pitch point. Gambaran tentang profil roda gigi involute, permukaan kontak, garis kontak dan titik kontak bias dilihat pada gambar berikut :



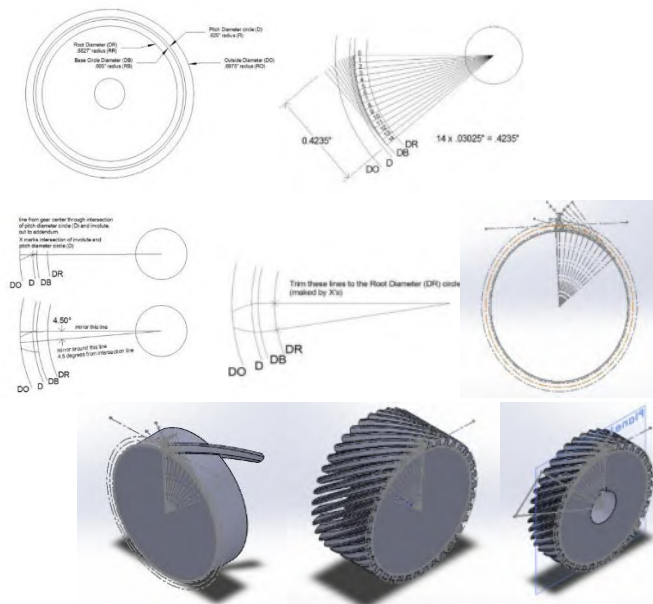
Gambar 2. 4 (a) Gear dengan profil involute beserta garis kontakannya dan (b) ilustrasi menggambar profil involute secara manual (Carter, 2007)

Cara menggambar atau memodelkan kurva involute secara sederhana bias dibayangkan dengan gulungan senar atau benang yang ujungnya diikat pada sebuah pensil. Menggambar dimulai dengan menarik pensil dengan arah melingkar melawan gulungan benang dan benang harus tetap tegang. Garis yang terbentuk inilah yang disebut kurva involute.

Pemodelan roda gigi involute dapat dilakukan dengan menggunakan CAD software. Cara menggambarinya bias secara manual atau otomatis tergantung software yang digunakan. Penggambaran secara otomatis biasanya langsung memasukan persamaan kurva involute kemudian kurva involute langsung jadi. Sedangkan penggambaran secara manual pada CAD software sebagai berikut :

1. Buat lingkaran-lingkaran konsentris yang terdiri dari base diameter (d_b), root diameter (d_r), pitch diameter (d) dan outside diameter (d_o).
2. Gambar garis dari pusat lingkaran sampai kurva base diameter dengan sudut 0, 90, 180, 270. Kemudian membuat 13 garis dari pusat ke base diameter dengan jarak antar garis sebesar $\{360/[(1/20 \text{ base radius})/(\pi \cdot d_b)]\}$ dan buat nomor urut garis dari 0 sampai 14.

3. Buat garis singgung pada masing masing ujung garis di base circle dengan panjang garis ($1/20$ base radius x nomor garis)
4. Hubungkan ujung- ujung garis hingga membentuk kurva.
5. Kurva yang terbentuk adalah kurva involute.
6. Membuat sudut helix dari profil gigi involute dengan pitch helix sebesar lead dan fillet pada bagian kaki gigi dan tip gigi
7. Mempattern profil gigi yang sudah ada sebanyak jumlah gigi sepanjang 360°
8. Memotong panjang lead yang berlebihan sebesar tebal gigi dan membuat lubang sambungan pasak serta poros



Gambar 2. 5 Cara membuat profil involute manual pada CAD software (Carter, 2007)

II.2.2.2 Perencanaan Dimensi Geometri Crossed Helical Gear

Beberapa istilah yang akan digunakan dalam perencanaan geometri roda gigi crossed antara lain:

1. **Diametral Pitch (P)** merupakan jumlah gigi tiap inchi lengkungan roda gigi atau jumlah gigi pada roda gigi dibagi dengan diameter pitch circlenya

$$P = \frac{N_t}{d} \quad (2.4)$$

2. **Circular pitch (p)** jarak roda gigi yang diukur pada pitch circlenya yaitu jarak satu titik pada roda gigi sampai titik pada roda gigi berikutnya pada kedudukan yang sama. Persamaan dari penjelasan diatas adalah

$$p = \frac{\pi d}{N_t} \quad (2.5)$$

Sehingga :

$$Pp = \pi \quad (2.6)$$

Dimana :

p : circular pitch

P : diametral pitch

N_t : jumlah gigi pada roda gigi

Dalam pasangan roda gigi helix dikenal beberapa terminologi sebagai berikut :

$$p_n = p \cos \psi \quad (2.7)$$

$$p_n = \frac{\pi}{P_n} \quad (2.8)$$

$$P_n = \frac{P}{\cos \psi} \quad (2.9)$$

Dimana:

p_n = normal circular pitch

3. **Center of distance (c)** adalah jarak titik pusat sepasang roda gigi sama dengan setengah dari jumlah diameter-diameter pitchnya.

$$c = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (2.10)$$

Dimana :

c : jarak pusat 2 poros sepasang roda gigi

d_1 : diameter driver

d_2 : diameter driven

4. **Outside diameter (do)** dan Root diameter (d_r) adalah diameter terluar pada gear dan diameter sebelum profil gigi terbentuk

$$d_o = d + 2a \quad (2.11)$$

$$d_r = d_o - 2w_{rd} \quad (2.12)$$

5. **Velocity Ratio (R_v)** adalah perbandingan kecepatanPersamaan dari velocity ratio adalah :

$$R_v = \frac{n_2}{n_1} = \frac{N_{t1}}{N_{t2}} = \frac{d_1 \cos \psi_1}{d_2 \cos \psi_2} \quad (2.13)$$

Dimana :

R_v : velocity ratio

n : kecepatan putar

N_t : jumlah gigi

d : diameter pitch circle

6. **Shaft angle** adalah sudut yang dibentuk antara dua poros yang bersilangan. **Lead angle** adalah sudut lead yang dibentuk dari

selisih sudut antar poros 2 gear dengan sudut helix sedangkan **Lead** adalah jumlah gigi sepanjang circular pitch axial dinyatakan dalam persamaan

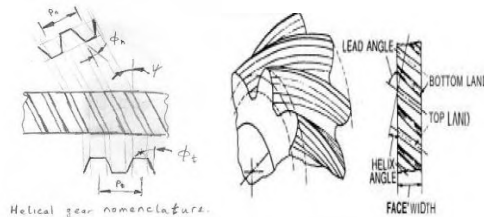
$$L_{1.2} = p_n N_{t1.2} / \cos \psi_{1.2} \quad (2.14)$$

$$\lambda_{1.2} + \psi_{1.2} = 90^\circ \quad (2.15)$$

$$\tan \phi_n = \tan \phi \cos \psi \quad (2.16)$$

$$\Sigma = \psi_1 + \psi_2 \quad (2.17)$$

Dimana : Σ : shaft angle
 ψ : helix angle
 λ : lead angle



Gambar 2. 6 Sudut – sudut pada crossed helical gear (Springer, 1997)

7. **Face width** adalah lebar permukaan gigi dimana terjadinya kontak sehingga lebar permukaan driver dan gear harus sama. Standardisasi untuk lebar crossed helical gear dengan pendekatan

$$\frac{9}{p_n} \leq b \leq \frac{13}{p_n} \quad (2.18)$$

8. **Base circle (R_b)** adalah radius yang menyatakan titik awal dan akhir terjadinya kontak

$$R_b = r \cos \phi_n \quad (2.19)$$

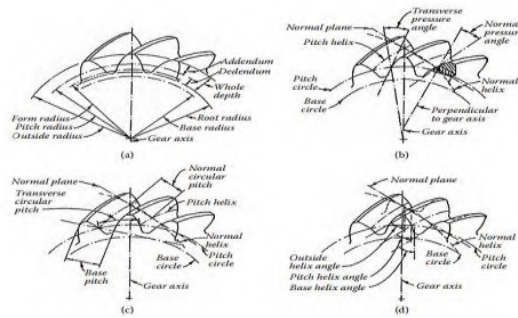
9. **Circular Base (pb)** adalah jarak titik base pada satu gigi ke base gigi yang lain dan dinyatakan sebagai berikut :

$$p_b = p \cos \phi_n \quad (2.20)$$

10. Profil gigi pada gear terdiri dari **addendum, dedendum, working depth, whole depth, clearance**. Masing – masing geometri pada bidang transverse (...t) dan normal (...n) dapat dinyatakan pada tabel 2.3 Sistem gigi

Tabel 2. 2 Tooth System (Dutchman, 1975)

	14. 5° Full dep th	14.5° Compo site	20° Full depth Invol ute	20° Stub Invol ute	20° Compo site Pitch	20° Fine Pitch	25° Full depth Invol ute
Addendum	$\frac{1}{P_{1,2}}$	$\frac{1}{P_{1,2}}$	$\frac{1}{P_{1,2}}$	$\frac{0.8}{P_{1,2}}$	$\frac{1}{P_{1,2}}$	$\frac{1}{P_{1,2}}$	$\frac{1}{P_{1,2}}$
Dedendum	$\frac{1.157}{P_{1,2}}$	$\frac{1.157}{P_{1,2}}$	$\frac{1.25}{P_{1,2}}$	$\frac{1}{P_{1,2}}$	$\frac{1.25}{P_{1,2}}$	$\frac{1.2}{P_{1,2}} + 0.002$	$\frac{1.25}{P_{1,2}}$
Clearance	$\frac{0.157}{P_{1,2}}$	$\frac{0.157}{P_{1,2}}$	$\frac{0.25}{P_{1,2}}$	$\frac{0.2}{P_{1,2}}$	$\frac{0.25}{P_{1,2}}$	$\frac{0.2}{P_{1,2}} + 0.002$	$\frac{0.25}{P_{1,2}}$
Working depth	$\frac{2}{P_{1,2}}$	$\frac{2}{P_{1,2}}$	$\frac{2}{P_{1,2}}$	$\frac{1.6}{P_{1,2}}$	$\frac{2}{P_{1,2}}$	$\frac{2}{P_{1,2}}$	$\frac{2}{P_{1,2}}$
Whole depth	$\frac{2.157}{P_{1,2}}$	$\frac{2.157}{P_{1,2}}$	$\frac{2.25}{P_{1,2}}$	$\frac{1.8}{P_{1,2}}$	$\frac{2.25}{P_{1,2}}$	$\frac{2.2}{P_{1,2}} + 0.002$	$\frac{2.25}{P_{1,2}}$



Gambar 2. 7 Geometri dasar dari helical gear (Dudely,2000)

11. **Fillet (r_f)** adalah lengkungan yang terbentuk pada akar profil gigi, fillet juga merupakan tempat terjadinya konsentrasi tegangan bending dari gear sehingga perlu dianalisa. **Tooth thickness (t)** adalah tebal dari profil gigi tebal gigi ini dibentuk dari involute gear dan besar kecilnya tebal gigi akan mempengaruhi inersia pada gear sehingga dapat mempengaruhi tegangan bending juga. Fillet dan dan tooth thikness dapat dinyatakan persamaan :

$$r_f = \frac{0.3}{P} \quad (2.21)$$

$$t = \frac{1.5708}{P_n} \quad (2.22)$$

$$t_{act} = t_{theory} - \frac{B}{2} \quad (2.23)$$

12. **Contact length (AB)** adalah panjang kontak dimana terjadinya kontak. Panjang kontak berhubungan dengan **contact ratio (C_{Rn})** dimana perbandingan panjang kontak dengan circular base. Keduanya dinyatakan dalam persamaan :

$$AB = \sqrt{(r_2 + a_2)^2 - r_2^2 \cos^2 \phi} - \sin \phi \quad (2.24)$$

$$+ \sqrt{(r_1 + a_1)^2 - r_1^2 \cos^2 \phi} - \sin \phi$$

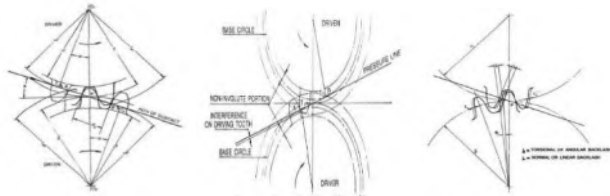
$$C_R = \frac{AB}{p_b} \quad (2.25)$$

13. **Interference (Int)** adalah fenomena dimana kontak antar gigi terjadi melewati batas lingkaran base yang diakibatkan jumlah gigi yang terlalu kecil dan dapat menyebabkan gear tidak bergerak. Interference dapat dihitung dengan persamaan

$$r_a \text{ interference} = \sqrt{r_b^2 + c^2 \sin^2 \phi} \quad (2.26)$$

$$r_a \text{ actual} = r + 2a \quad (2.27)$$

$$r_a \text{ actual} \leq r_a \text{ interference} \quad (2.28)$$



Gambar 2. 8 (a) interference dan (b) backlash (Dudely, 2000)

14. **Backlash (B)** adalah jarak space antara gigi saat gigi terjadi kontak. Yang lebih besar dari lebar gigi sehingga kontak tidak akan terjadi. Untuk menangani statis backlash dapat menggunakan nilai seperti tabel rekomendasi 2.3

Tabel 2. 3 Rekomendasi Backlash yang diizinkan pada gear (Dudely, 2000)

TABLE 3.4

Recommended Backlash Allowance for Power Gearing

Normal Diametral Pitch, P_{nd}	Center Distance, in. (3.93701×10^{-2} mm)						
	0-5	5-10	10-20	20-30	30-50	50-80	80-120
0.5	—	—	—	—	0.045	0.060	0.080
1	—	—	—	0.035	0.040	0.050	0.060
2	—	—	0.025	0.030	0.035	0.045	0.055
3	—	0.018	0.022	0.027	0.033	0.042	—
4	—	0.016	0.020	0.025	0.030	0.040	—
6	0.008	0.010	0.015	0.020	0.025	—	—
8	0.006	0.008	0.012	0.017	—	—	—
10	0.005	0.007	0.010	—	—	—	—
12	0.004	0.006	—	—	—	—	—
16	0.004	0.005	—	—	—	—	—
20	0.004	—	—	—	—	—	—
32	0.003	—	—	—	—	—	—
64	0.002	—	—	—	—	—	—

II.2.3.3 Analisa Beban Crossed Helical Gear

Terdapat beberapa perbedaan kontak yang terjadi pada roda gigi lurus, roda gigi miring, dan roda gigi cacing. Roda gigi lurus kontak awal yang terjadi pada keduanya berupa suatu garis kontak, hal tersebut dapat menyebabkan shock effect yang dapat menyebabkan terbatasnya besar gaya yang bisa ditransmisikan dan menghasilkan suara yang amat berisik. Berbeda dengan roda gigi miring dimana kontak awal yang terjadi antara kedua roda gigi merupakan suatu titik kontak, titik kontak terjadi dikarenakan adanya sudut helix yang menimbulkan perubahan pada sudut kontak. Sehingga perbandingan kontak juga akan semakin besar. Hal ini yang menyebabkan beban yang diterima semakin kecil dan pergerakan lebih halus. Sedangkan roda gigi cacing awal terjadi kontak berupa titik kontak yang lebih baik dari roda gigi miring dikarenakan geometri worm gear yang terbentuk dari sudut

sudut kemiringan. Sudut – sudut ini mempengaruhi besarnya titik kontak dan secara tidak langsung memperbesar perbandingan kontak. Walaupun bending yang terjadi akan semakin kecil tetapi tegangan kontak yang terjadi akan semakin berpengaruh saat merancang roda gigi. Jadi pendekatan persamaan yang dapat digunakan untuk analisa beban crossed helical gear tidak hanya beban lewis, beban kontak Buckingham tetapi mekanisme worm gear.

Namun kerugian yang lain adalah karena adanya sudut kemiringan menghasilkan gaya aksial disamping adanya gaya tangensial. Gaya gaya yang terjadi pada roda gigi miring yaitu:

$$F_{a1} = F_{t2} = F_n \cos \phi_n \cos \lambda_1 \quad (2.29)$$

$$F_{t1} = F_{a2} = F_n \cos \phi_n \sin \lambda_1 \quad (2.30)$$

$$F_{r1.2} = F_n \sin \phi_n \quad (2.31)$$

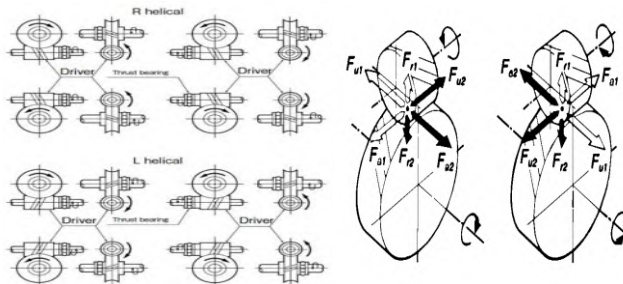
Dimana :

ϕ = transverse pressure angle

ϕ_n = normal pressure angle

Ψ = helix angle

λ = lead angle



Gambar 2. 9 Ketentuan arah gaya axial crossed helical gear (Dudely, 2000)

Adanya gaya thrust yang terjadi menyebabkan kebutuhan bearing yang dapat menahan gaya aksial dan menahan gaya radialnya. Arah gaya thrust yang terjadi pada berbagai macam pasangan roda gigi miring bersilangan dapat dilihat pada gambar di bawah ini

Besarnya efesiensi pada roda gigi cross helical dapat diketahui dengan :

$$eff = \frac{\cos\phi_n - f \tan\lambda_1}{\cos\phi_n + f \cot\lambda_1} \quad (2.32)$$

dimana f merupakan koefisien gesek sebagai fungsi kecepatan yaitu :

$$f = \frac{0.155}{V_s^{0.2}} \text{ dimana } 3 \leq V_s \leq 70 \text{ ft/min} \quad (2.33)$$

$$f = \frac{0.32}{V_s^{0.36}} \text{ dimana } 70 \leq V_s \leq 3000 \text{ ft/min} \quad (2.34)$$

dimana V_s merupakan kecepatan sliding gear yang memperbesar gesekan yang terjadi dan dirumuskan :

$$V_s = \frac{V_{p1}}{\cos\psi_2} = \frac{V_{p2}}{\cos\psi_2} \quad (2.35)$$

$$V_p = \frac{\pi d_1 n_1}{12} = \frac{\pi d_2 n_2}{12} \quad (2.36)$$

Anggapan lain tentang gaya gesek pada sepasang roda gigi crossed helical yaitu apakah terjadi putaran balik atau tidak. Apabila gaya gesek yang timbul terlalu besar, pasangan roda gigi driver tidak dapat perputar balik atau akan mengunci sendiri (*self locking*). Pada umumnya bila sudut *lead* dari kedua

gear 10° atau kurang, pasangan roda gigi ini akan mengunci sendiri. Sifat mengunci sendiri ini menimbulkan keuntungan bila nanti dalam pemakaian memang tidak dikehendaki adanya putaran balik.

Beban pada Gigi

Dalam merencanakan roda gigi ini diketahui torsi dan putaran yang dibutuhkan sehingga gaya-gaya beban yang bekerja terhadap roda gigi dapat dihitung.

Daya yang dihasilkan

Daya yang dihasilkan dari kontak gear crossed helical terjadi perubahan akibat adanya gaya gesek dapat dinyatakan dalam persamaan sebagai berikut :

$$hp_{out} = hp_{in} \text{ eff} \quad (2.37)$$

$$hp_{loss} = hp_{in} - hp_{out} \quad (2.38)$$

Dimana :

Hp (losses) : daya yang hilang (hp)

hp(input) : daya input (hp)

eff : efisiensi daya (%)

hp(output) : daya output (hp)

Torsi yang dihasilkan

Torsi yang dihasilkan bergantung pada daya keluaran gear dan putaran yang terjadi dinyatakan dalam persamaan sebagai berikut :

$$T = \frac{hp_{out} 63000}{n} \quad (2.39)$$

Dimana :

Hp = daya yang dihasilkan (hp)

T = torsi yang dihasilkan (lb-in)

n = kecepatan putar driver (rpm)

Beban yang ditransmisikan

Beban yang ditransmisikan samadengan beban tangential yang terjadi pada roda gigi dapat dinyatakan dalam rumus

$$F_t = 2 \frac{T}{d} \quad (2.40)$$

Dimana :

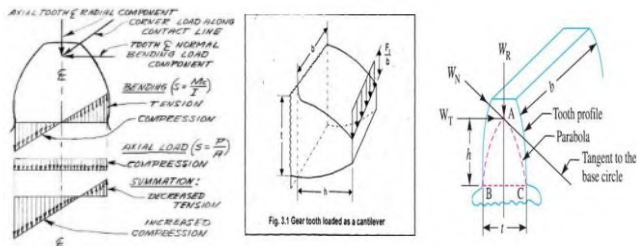
F_t : beban transmisi (lb)

T : torsi (lb-in)

d : diameter driven (in)

Analisa kekuatan gigi

1. Tegangan bending



Gambar 2. 10 Tegangan bending pada kaki gigi gear (Marta, 1998)

Tegangan bending adalah salah satu faktor yang menjadi kriteria keamanan dalam mendesain suatu produk atau barang. Tegangan bending pada gear terjadi pada bagian kaki-kaki gear atau fillet. Tegangan bending biasanya diakibatkan oleh beban yang arahnya bersifat kolektoral terhadap suatu model atau struktur. Tegangan bending sendiri memiliki sifat unik, yaitu apabila suatu benda dikenai momen bending maka benda tersebut akan mengalami tegangan tarik dan tekan

sekaligus seperti terlihat pada gambar. Hal ini dapat diturunkan menjadi persamaan :

$$\sigma = \frac{M c}{I} \quad (2.41)$$

Dimana :

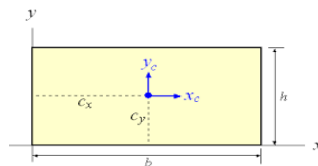
σ : Tegangan akibat momen bending

M : Momen Bending

c : Jarak antara titik terjauh terhadap sumbu netral

I : Momen inersia struktur

Momen inersia struktur memiliki keunikan tersendiri yaitu setiap bentuk struktur yang sama namun sumbu netralnya berubah, maka perumusan momen inersia juga akan berubah. Jadi dengan memvariasikan sudut helix yang dan sumbu netral maka akan didapatkan variasi momen inersia. Selain itu posisi geometri terhadap sumbu netral juga berpengaruh terhadap besarnya nilai momen inersia. Ukuran geometri sama namun posisi terhadap sumbu netral yang berbeda maka akan menghasilkan besar momen inersia yang berbeda pula. Pada kaki gear persamaan momen inersia yang digunakan adalah dengan rectangular. Untuk lebih jelasnya bisa dilihat pada gambar dan perumusan berikut :



Gambar 2. 11 Momen inersia untuk geometri rectangle (Budynas, 2011)

Adapun perumusan momen inersia untuk rectangle sebagai berikut :

$$I_x = \frac{bh^3}{12} \text{ (a) } I_y = \frac{b^3h}{12} \text{ (b) } I_{xy} = 0 \text{ (c)} \quad (2.42)$$

Dimana :

I_x : Momen inersia sumbu x sebagai netral

I_y : Momen inersia sumbu y sebagai netral

I_{xy} : Momen inersia gabungan sumbu x sumbu y sebagai netral

Persamaan diatas merupakan salah satu persamaan yang berkaitan dengan momen inersia. Sehingga persamaan 2.43 dapat diturunkan menjadi :

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{F_t L \frac{1}{2} t}{\frac{bt^3}{12}} = \frac{6F_t L}{bt^2} \quad (2.43)$$

Berdasarkan factor bentuk roda gigi terutama pada profil gigi yang dianggap cantilever beam dengan ujung terjepit persamaan bending dapat difaktorkan dengan factor lewis sehingga persamaan tegangan bending pada cross helical gear dapat menggunakan persamaan lewis pada worm gear :

$$F_b = \frac{S b Y}{P_n} \quad (2.44)$$

$$S = \frac{F_b P_n}{b Y} \quad (2.45)$$

Dimana :

S : Tegangan bending statis yang diizinkan

F_b : Beban bending maksimum

Y : Faktor Lewis pada Worm Gear

P_n : Diametral Pitch Normal

Tabel 2. 4 Faktor Lewis pada Worm Gear

θ_n	14.5 ⁰	20 ⁰	25 ⁰	30 ⁰
Y	0.314	0.392	0.47	0.55

2. Tegangan kontak

Kerusakan permukaan gigi dapat disebabkan oleh terabrasinya permukaan gigi akibat gesekan antar permukaan gigi yang tidak disertai sistem pelumasan yang baik maupun akibat adanya material dalam minyak pelumas yang dapat menggores permukaan gigi. Pada saat merancang crossed helical gear pemilihan material juga didasari dari kekuatan material untuk dapat menahan beban kontak berulang yang terjadi. Ketahanan material juga dipengaruhi dari dimensi gear yang saling kontak satu sama lain. Besarnya beban kontak tersebut disebut dengan tegangan Hertz dan Buckingham yang dapat dinyatakan sebagai berikut :

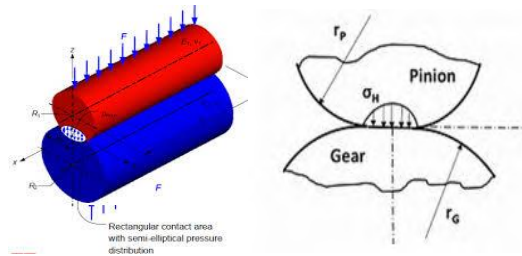
$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\frac{2 F_d(d_1 + d_2)}{\sin \phi_n d_1 d_2}}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) 2.86 b}} \quad (2.46)$$

Dimana :

σ_H : Tegangan kontak Hertz pada gear

d : diameter gearset

b : lebar gigi
 E : modulus young
 μ : poisson ratio
 $\dots_{1,2}$: driver dan driven gear



Gambar 2. 12 Momen inersia untuk geometri disk (Sularso, 2007)

3. Beban dinamik

Beban dinamik merupakan beban yang diterima oleh gigi diakibatkan pengaruh torsi dan maupun kecepatan putar pada gigi yang saling berkontak satu sama lain. Sehingga beban dinamik merupakan acuan supaya tidak melebihi beban bending maupun beban kontak yang mampu diterima gigi. Apabila beban dinamis melebihi salah satu besar beban bending ataupun beban kontak maka gear yang dirancang tidak aman. Hipotesa awal menurut Deutchman dan Dudely, pembebanan bending maupun kontak crossed helical gear dapat didekatkan sebagai beban dinamik worm gear, tetapi untuk tingkat keakuratan yang lebih tinggi pada tegangan kontak khususnya beban dinamik samadengan 150% beban transmisi sehingga dapat dirumsukan:

$$F_d = \frac{1200 + v_{p_2}}{1200} F_t \quad (2.47)$$

$$F_d = 1.5 F_n \quad (2.48)$$

$$F_d \leq F_w \text{ dan } F_d \leq F_b \text{ (aman)} \quad (2.49)$$

4. Keamanan Material

Keamanan material terhadap tegangan bending dan kontak secara statis maupun dinamis dapat dibandingkan dengan ketahanan yang dimiliki material dipengaruhi besar sifat kekerasan dari material. Berdasarkan AGMA standart untuk helical gear ketahanan pada material AISI 4340 dikatakan aman apabila besar tegangan yang terjadi pada helical gear masih memenuhi persamaan berikut :

$$\begin{aligned} \sigma_B &\leq S_{at} \text{ (aman)} \\ 3634.1 \text{ psi} &\leq 108.6 H_B + 15890 \end{aligned} \quad (2.47)$$

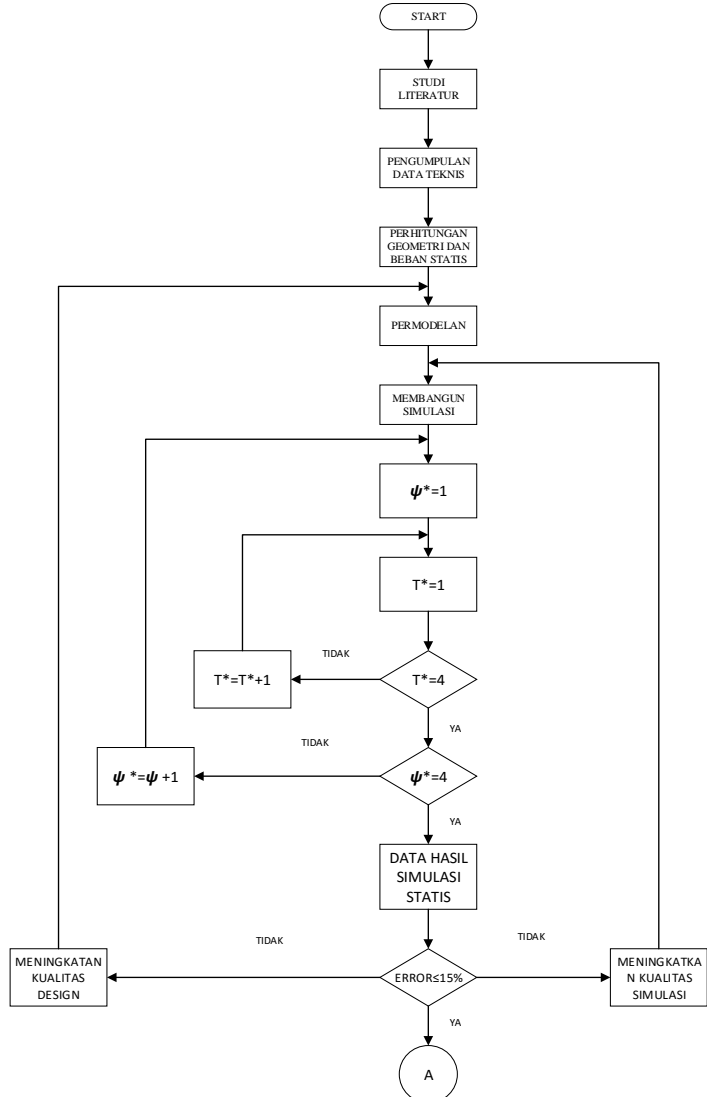
$$\begin{aligned} \sigma_H &\leq S_{ac} \text{ (aman)} \\ 60569 \text{ psi} &\leq 349 H_B + 34300 \end{aligned} \quad (2.48)$$

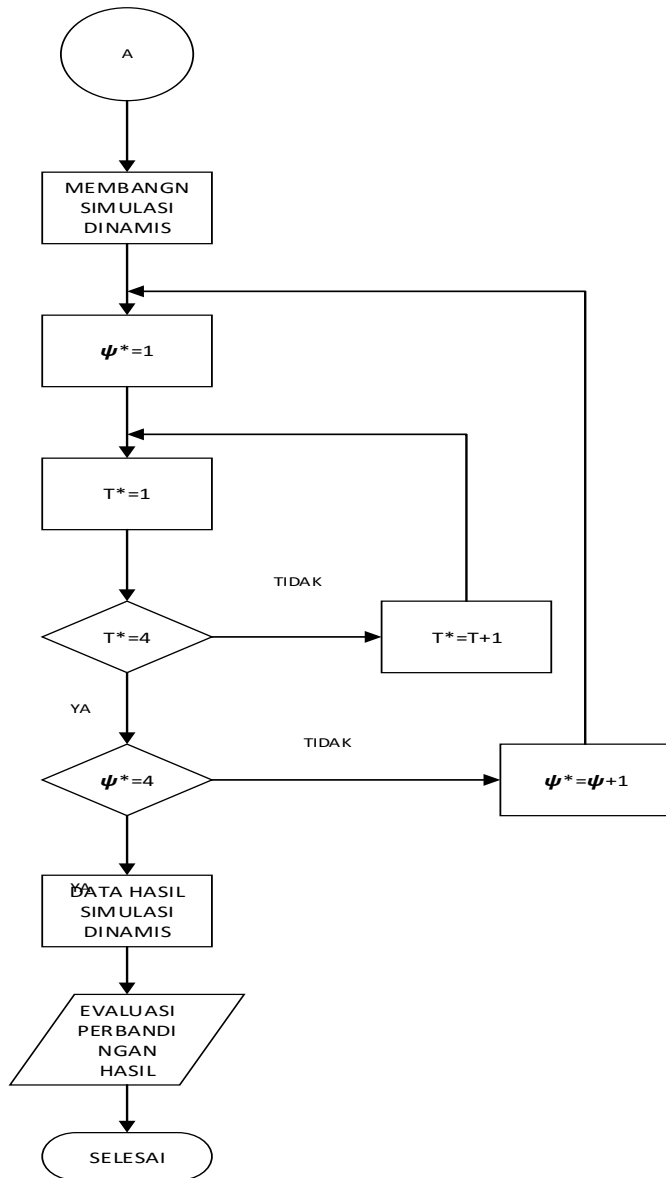
BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

III.1 Diagram Alir Penelitian

Langkah – langkah pada penelitian digambarkan seperti berikut :





Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian

III.2 Langkah-langkah Penelitian

Langkah – langkah penelitian dalam diagram alir di atas dapat dijabarkan sebagai berikut :

1. Melakukan studi literature terutama yang bertema pengaruh perubahan sudut helix terhadap kekuatan bending dan kekuatan aus pada crossed helical gear
2. Mengumpulkan data-data baik geometri sepeda, material gear yang aman dan yang ada di pasaran, geometri gear serta mekanika yang diperlukan untuk penelitian dengan perhitungan pendekatan worm gear
3. Permodelan gear secara 3D menggunakan software CAD dengan variable bebas besaran sudut helix (ψ)
4. Melakukan simulasi menggunakan software FEA
5. Melakukan analisa dan pembahasan pada data dan grafik
6. Mengambil kesimpulan dan analisa

III.2.1 Studi Literatur

Pada tahap ini, peneliti mencari literatur yang berkenaan dengan pengaruh perubahan sudut helix terhadap kekuatan bending dan keausan pada crossed helical gear baik dari buku, artikel, maupun jurnal-jurnal penelitian sebelumnya dengan topik yang sama. Selain itu, peneliti juga mencari informasi tentang pengoperasian *software FEA* yang digunakan. Sehingga diharapkan penelitian yang dilakukan mempunyai dasar teori yang sesuai.

III.2.2 Pengumpulan Data

Pada tahap ini dilakukan pengumpulan data-data mengenai properti mekanik material yang terdapat di pasaran, data geometri, dan data-data mekanika saat roda gigi beroperasi. Melalui tahap ini, diharapkan penelitian yang dilakukan dapat mendekati realitas operasi roda gigi di lapangan. Pada tabel 3.1 akan ditampilkan data material dari

roda gigi yang akan diteliti. Material yang digunakan adalah material VCN 150 atau dapat pula didekatkan dengan baja AISI 4340. Tabel 3.2 menunjukkan hasil perhitungan geometri dari crossed helical yang akan disimulasikan dan hasil mekanika yang disesuaikan dengan variasi pembebanan pada daya maksimal dari pengendara sepeda ditunjukan pada table 3.3, variasi sudut helix yang digunakan pada tiap pasangan crossed helical gear adalah 37.5:52.5, 40:50, 42.5:47.5, 45:45. Dimana pemilihan variasi disesuaikan dengan batasan dimensi gear terhadap space transmisi sepeda yakni sudut poros 90^0 , jarak titik pusat gear 2.3 - 2.5in, dan untuk diameter outside driver 2.4 – 3.4in. Apabila sudut helix driven lebih besar maupun lebih kecil akan terjadi interference pada gear, jika jumlah gigi dinaikan akan memperbesar diameter dan melewati batasan yang diizinkan. Geometri yang dibuat berdasarkan batasan dimensi agar tidak merusak frame.

Tabel 3. 1 Data material driver dan driven gear

Properties	Imperial
Density	0.284 lb/in ³
Melting point	2580°F
Tensile strength	155000 psi
Yield strength	101000 psi
Bulk modulus (typical for steel)	20300 ksi
Shear modulus (typical for steel)	11600 ksi
Elastic modulus	30458 ksi
Poisson's ratio	0.30
Elongation at break (in 50 mm)	25.70%
Hardness, Brinell	197

Hardness, Knoop (converted from Brinell hardness)	219
Hardness, Rockwell B (converted from Brinell hardness)	92
Hardness, Rockwell C (converted from Brinell hardness. Value below normal HRC range, for comparison purposes only)	13
Hardness, Vickers (converted from Brinell hardness)	207
Machinability (based on AISI 1212 as 100 machinability)	50

Tabel 3. 2 Data variasi beban pada driver dan driven untuk analisa simulasi

No	Hp	Rpm	Torsi (lb-in)
1	0.1	40	157.5
2	0.1	60	105
3	0.1	80	78.75
4	0.1	100	63
5	0.1	120	52.5

Tabel 3. 3 Data variasi beban pada driver dan driven untuk analisa simulasi

TERLAMPIR

,

III.2.2.1 Contoh Perhitungan Beban Torsi





Pemberian beban seperti pada tabel 3.2 berdasarkan power output maksimal yang dikeluarkan oleh pengendara dewasa rata-rata yang disesuaikan dengan jenis sepeda santai yang akan dimodifikasi. Data ini diperoleh dari gambar 2.2 grafik kecepatan putar terhadap daya keluaran (Sunderland, 1993)

$$T = \frac{hp \ 63000}{n} = \frac{0.1hp \ 63000}{20rpm} = 315lb \ in$$

III.2.3 Permodelan 3D

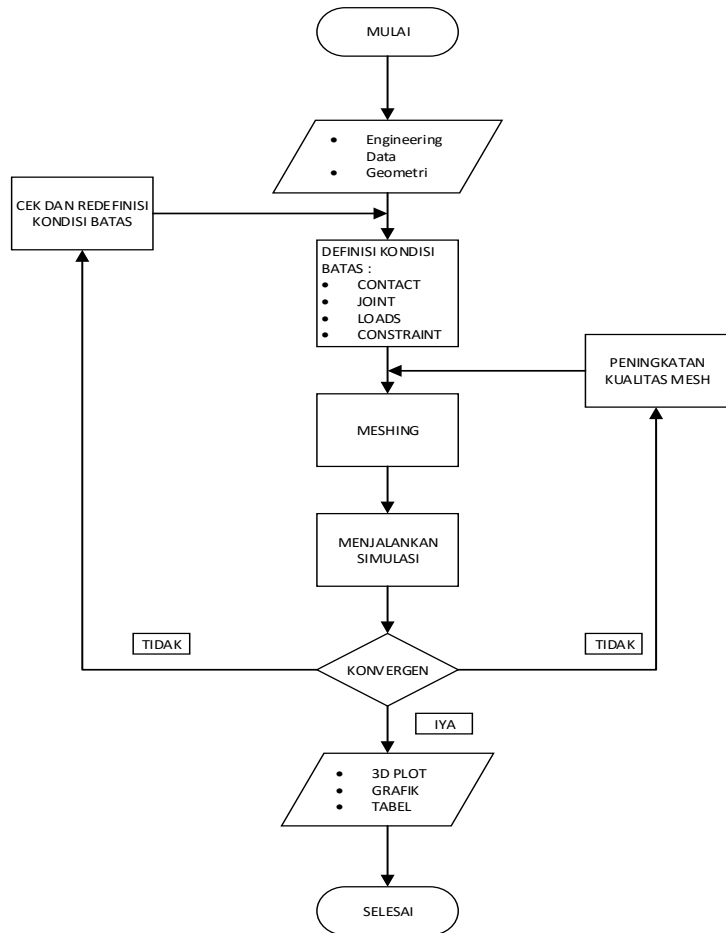
Pada tahap ini dilakukan permodelan secara tiga dimensi (3D) menggunakan software 3D modelling. Model 3D yang dihasilkan digunakan sebagai input untuk simulasi. Pada penelitian ini, dibuat 4 model pasangan gear dengan variable bebas sudut helix dan 2 pasangan model dengan variabel rasio kecepatan. Kombinasi dari kedua variable bebas tersebut didapat 4 model pasangan gear secara keseluruhan. Variabel bebas sudut helix ditampilkan pada table 3.4 dan pasang gear untuk transmisi sepeda. Warna merah mewakili bagian daerah kontak pada gear driver sedangkan biru driven.

Tabel 3. 4 Variabel bebas sudut helix dan pasangan gear untuk stransmisi sepeda

No	Model	No	No	Model	Not
1		ψ_1 : $\psi_2 =$ (45:45) SX 1	5		ψ_1 : $\psi_2 =$ (42.5:5 7.5) SX 2
2		ψ_1 : $\psi_2 =$ (40:50) SX 3	6		ψ_1 : $\psi_2 =$ (37.5:5 2.5) SX 4

III.2.4 Simulasi

Pada tahap ini dilakukan simulasi 3D statis dan dinamis menggunakan software FEA. Untuk menjalankan simulasi diperlukan langkah – langkah yang dijelaskan pada gambar 3.2



Gambar 3. 2 Diagram alir proses simulasi

Simulasi akan dilakukan dengan semua variasi yang mungkin terjadi. Jika simulasi dimisalkan pemodelan = M, analisa bending=B, analisa kontak=K, torsi = T, simulasi akan dilakukan dengan variasi mulai BM1T1 (pasangan sudut helix 37.5:52.5 beban torsi 52.5lbin analisa bending) sampai KM4T6 (pasangan sudut helix 37.5:52.5 beban torsi 315lbin analisa

kontak) dan masing masing analisa untuk untuk bending dan kontak berbeda pengondisian pada simulasi. Maka ada 96 (4x6x2x2) kali simulasi dimana 48 simulasi statis dan 48 simulasi dinamis. Dengan kondisi ini diharapkan data pada kecepatan konstan, torsi konstan maupun variasi geometri.

III.2.4.1 Input Engineering Data

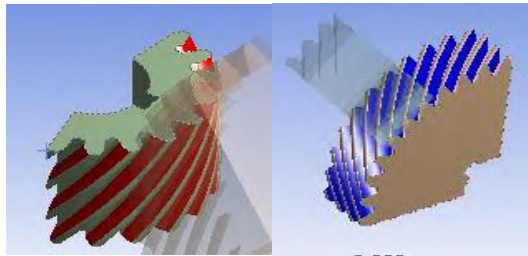
Proses *input engineering* data merupakan proses memasukkan data properti mekanik material seperti kekuatan luluh, tarik, kompresi, dan lainnya seperti yang disebutkan pada tabel 3.1. Material yang digunakan untuk *driver dan driven gear* adalah AISI 4340.

III.2.4.2 Import Geometri

Pada tahap ini geometri roda gigi yang telah dibuat pada proses pemodelan 3D dimasukkan ke dalam *software* simulasi *FEA* agar *software* simulasi mampu mengenali format geometri yang dibuat sebelumnya dan juga pemotongan dilakukan terlebih dahulu dikarenakan analisa simulasi yang akan dilakukan hanya pada gigi kontak dan juga pemotongan dilakukan agar dapat mempersingkat waktu prosesing.

III.2.4.3 Pendefinisian Boundary Condition

Boundary condition pada simulasi *FEA* memuat semua kontak, joint, beban, serta konstrain. Pendefinisian *boundary condition* dimulai dari pendefinisian kontak. Pendefinisian kontak merupakan cara agar program simulasi dapat mengenali permukaan-permukaan yang akan mengalami kontak. Kontak yang diterapkan pada simulasi statis dan simulasi dinamis digunakan *frictionless* dikarenakan gear diasumsikan dilapisi pelumas, sehingga koefisien gesek tidak mempengaruhi kinematika gear. Semua kontak yang diterapkan pada simulasi ini dapat digambarkan sebagai berikut.



Gambar 3. 3 pendefinisian kontak gigi-gigi pada software FEA (MIT1)

Dari gambar di atas, *driver gear* merupakan gear yang memiliki permukaan kontak berwarna biru yang berarti permukaan tersebut merupakan permukaan yang melakukan kontak secara aktif. Sedangkan *driven gear* memiliki permukaan kontak berwarna merah yang menyatakan bahwa *gear* merupakan bagian yang terimbas kontak oleh *driver gear*. Lingkup yang diberikan adalah permukaan yang akan terjadi kontak pada gear. Pengaturan kontak secara lengkap dapat dilihat pada tabel 3.5.

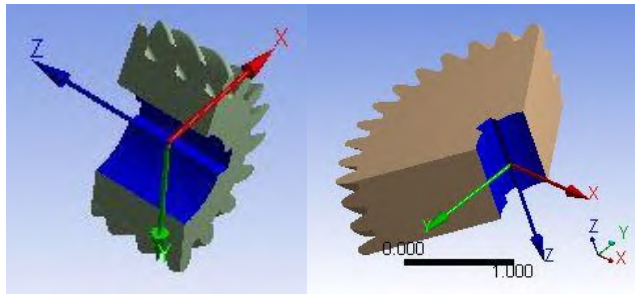
Tabel 3. 5 Pengaturan kontak pada software FEA

Object	
Object Name	MIT1
State	Fully Defined
Scope	
Scope Method	Geometry Selection
Contact	19 faces
Target	38 faces
Contact Bodies	Driver gear HA 37.5
Target Bodies	Driven gear HA 52.5
Definition	
Type	Frictionless
Scope Mode	Manual
Behavior	Symmetric
Suppressed	No

Pengaturan frictionless pada kontak gear diasumsikan lapisan oil pada gear cukup untuk mengantisipasi gesekan pada saat kontak gear. Setelah itu, dilanjutkan dengan pendefinisian *joint* yang dilakukan agar *software* dapat mengidentifikasi sambungan sebagai konstrain gerakan dari model. Pada penelitian ini, digunakan model *joint body to ground revolute* dengan kecepatan putar yang telah ditentukan, yang dapat mengilustrasikan bahwa roda gigi berputar pada poros dengan kecepatan tertentu untuk mendapatkan analisa simulasi dinamis sedangkan *joint body to ground fix* digunakan untuk analisa simulasi statis dikarenakan pada kondisi driven gear diam untuk mendapatkan beban statis.. Kedua hal ini dapat menggambarkan keadaan operasi sebenarnya dari roda gigi.

Tabel 3. 6 Pengaturan joint driver dan driven gear pada software FEA

Definition		
Connection Type	Body-Ground	
Type	Revolute	Fixed
Torsional Stiffness	0	
Torsional Damping	0	
Suppressed	No	
Mobile		
Scoping Method	Geometry Selection	
Applied By	Remote Attachment	
Scope	5 Faces	
Body	Driven	Driver
Initial Position	Unchanged	
Behavior	Rigid	
Pinball Region	All	
Behavior	Symmetric	
Suppressed	No	



Gambar 3. 4 Pendefinisian joint pada (a) driver gear dan (b) driven gear (M1T1)

Proses pendefinisian beban adalah proses menginput beban pada model. Pembebanan yang digunakan adalah joint moment (torsi) dan standard earth gravity (percepatan gravitasi). Setelah pendefinisian joint dilakukan, maka dilanjutkan dengan pendefinisian beban. Pada proses ini, semua beban yang berlaku pada kondisi operasi sebenarnya dari roda gigi diterapkan. Pada penelitian ini, beban yang bekerja pada roda gigi antara lain beban akibat putaran dan kontak antar gigi seperti torsi dan inersia. Berikut pengatura pada masing masing pembebanan (M1T1).

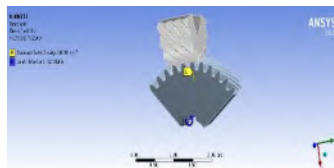
Tabel 3. 7 Pengaturan pembebanan torsi & RPM

<i>Scope</i>	
<i>Joint</i>	<i>Revolute-Ground To driver</i>
<i>Definition</i>	
<i>DOF</i>	<i>Rotation Z</i>
<i>Type</i>	<i>Moment</i>
<i>Magnitude</i>	<i>52.5lb-in (step applied)</i>
<i>Lock at Load Step</i>	<i>Never</i>
<i>Suppressed</i>	<i>No</i>

Kemudian pastikan model pembebanan seperti pada gambar yang ditunjukkan gambar 3.5 sebelum dilakukan solving pada ANSYS.

Tabel 3. 8 Pengaturan pembebanan gravitasi

<i>Scope</i>	
<i>Geometry</i>	<i>All Bodies</i>
<i>Definition</i>	
<i>Coordinate System</i>	<i>Global Coordinate System</i>
<i>X Component</i>	<i>-386.09 in/s² 9step applied)</i>
<i>Y Component</i>	<i>0</i>
<i>Z Component</i>	<i>0</i>
<i>Suppressed</i>	<i>No</i>
<i>Direction</i>	<i>X Direction</i>



Gambar 3. 5 Pembebanan pada model

Pada gambar 3.5, dapat dilihat beberapa beban yang diaplikasikan pada model. Anak panah berwarna kuning menyatakan beban akibat percepatan gravitasi atau gaya berat. Beban ini diaplikasikan pada kedua roda gigi. Sedang grafik beban berwarna biru merupakan pembebanan akibat gerak dari kedua roda gigi.

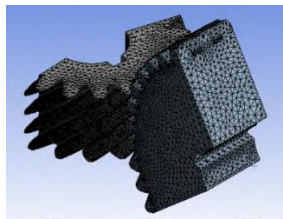
Pendefinisian *time setting* dilakukan supaya simulasi berjalan pada waktu yang telah ditentukan oleh peneliti. Pendefinisian *time setting* mencakup waktu awal, jarak waktu minimum, jarak waktu maksimum, lama waktu simulasi. Pengaturan analisa time setting ditunjukkan pada table berikut (MIT1).

Tabel 3. 9 Pengaturan analisa simulasi dan time setting

<i>Object</i>	<i>Analysis Settings</i>
<i>Step Control</i>	
<i>Number of Step</i>	<i>1</i>
<i>Current Step Number</i>	<i>1</i>
<i>Step End Time</i>	<i>3e-003s</i>
<i>Auto Time Setting</i>	<i>On</i>
<i>Initial Time Step</i>	<i>3e-006s</i>
<i>Minimum Time Step</i>	<i>3e-006s</i>
<i>Maximum Time Step</i>	<i>6e-005s</i>
<i>Time Integration</i>	<i>On</i>

III.2.4.4 Proses *Meshing*

Simulasi pada penelitian ini menggunakan metode elemen hingga dimana persamaan-persamaan diselesaikan pada setiap domain diskrit. *Meshing* merupakan proses dimana model dibagi-bagi menjadi domain-domain diskrit. Besaran *meshing* sangat berpengaruh pada akurasi hasil akhir simulasi. Semakin halus *meshing* sebuah model, maka hasil simulasi akan semakin dekat dengan nilai sebenarnya. Namun konsekuensinya, memori komputer yang dibutuhkan juga semakin besar. Berikut ini adalah detail pengeturan *meshing* untuk analisa bending dan kontak disajikan pada tabel 3.10 dan tabel 3.11 sedangkan untuk analisa bending tabel 3.12



Gambar 3. 6 Meshing pada model 3D (model M1T1)

Tabel 3. 10 Detail Pengaturan Meshing Analisa Kontak

Display	
Display Style	Body Color
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Solver Preference	Mechanical APDL
Relevance	0
Element Midside nodes	0
Sizing	
Use Advanced Sizing	Off
Relevance Center	Coarse
Element Size	0.04in
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse

Tabel 3. 11 Pengaturan kontrol elemen mesh Analisa Kontak

<i>Object</i>	<i>Face sizing</i>
<i>Scoping Method</i>	<i>Geometry Selection</i>
<i>Geometry</i>	<i>148 faces</i>
<i>Named Selection</i>	<i>Driven</i>
<i>Type</i>	<i>Element Size</i>
<i>Element Size</i>	<i>0.02 in</i>
<i>Behavior</i>	<i>Soft</i>

Untuk mendapatkan hasil simulasi yang lebih akurat, maka harus dibuat elemen *mesh* yang lebih halus. Namun jika elemen *mesh* semakin halus, maka waktu yang diperlukan untuk proses simulasi menjadi lebih besar. Sehingga, diperlukan perbaikan kualitas elemen *mesh* pada beberapa permukaan yang diatur untuk terjadi kontak pada waktu tertentu. Hal ini dimaksudkan agar terjadi kompromi antara akurasi hasil dan waktu simulasi. Detail pengaturan kontrol *local mesh* disajikan pada tabel 3.11

Tabel 3. 12 Detail Pengaturan Metode Meshing Analisa Bending

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	2 bodies
Definition	
Suppressed	No
Method	Tetrahedron
Algorithm	Patch Independent
Min Size Limit	0.055in

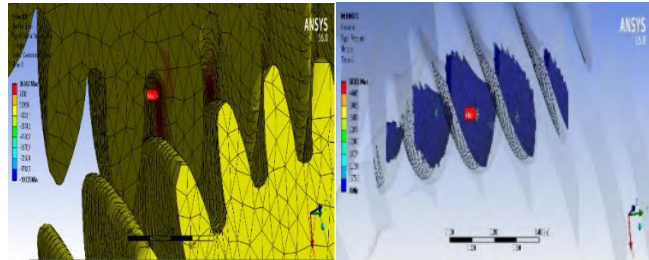
III.2.4.5 Pendefinisian *Output*

Setelah proses iterasi selesai, program akan menyimpan data-data hasil iterasi. Data tersebut dapat ditampilkan secara 3D namun harus ditentukan terlebih dahulu data yang kita butuhkan, pada penelitian ini data yang dibutuhkan adalah Normal Stress dan Contact Stress pada seluruh bagian pasangan gear, dan untuk mengetahui besar tegangan yang terjadi pada masing masing gear serta membedakan tegangan kontak dantegangan bending, pengaturan dapat dilakukan seperti pada table berikut ini (model SX1Y1).

Tabel 3. 13 Pengaturan output

<i>Scope</i>		
<i>Scoping Method</i>	<i>Geometry Selection</i>	<i>Geometry Selection</i>
<i>Geometry</i>	<i>All Bodies</i>	<i>All Bodies</i>
<i>Definition</i>		
<i>Type</i>	<i>Normal Stress (Coordinat X)</i>	<i>Contact Tool (Pressure)</i>
<i>By</i>	<i>Time</i>	
<i>Display Time</i>	<i>Last</i>	
<i>Calculate Time History</i>	<i>Yes</i>	
<i>Identifier</i>		
<i>Suppressed</i>	<i>No</i>	

Setelah itu, maka didapatkan tabular data yang berisikan data tegangan pada setiap waktu tertentu. Nilai maksimum akan digunakan untuk proses selanjutnya.



Gambar 3. 7 (a) Normal Stress dan (b) Contact Stress

III.2.4.6 Evaluasi Perbandingan Hasil

Setelah melakukan simulasi, maka didapatkan tabular data yang berisikan data tegangan pada setiap waktu tertentu. Dari datategangan tersebut akan diambil rata-ratanya. Nilai rata-rata inilah yang akan digunakan untuk proses selanjutnya. Untuk mempermudah pekerjaan, data berupa rata-rata akan dimasukan ke dalam table. Tabel yang dimaksud sebagai berikut :

Tabel 3. 14 Data hasil simulasi beban torsi

No	Perbandingan sudut helix (ψ^*)	Torsi	Binding Stress maksimum static (psi)	Contact Stress maximum static (psi)	Binding Stress maximum transient (psi)	Contact Stress maximum transient (psi)
1	37.5;52.5	52.5				
2	37.5;52.5	63				

3	37.5;52.5	78.75				
4	37.5;52.5	105				
5	37.5;52.5	157.5				
6	40;50	52.5				
..
18	45;45	52.5				
..
23	45;45	157.5				
24	45;45	315				

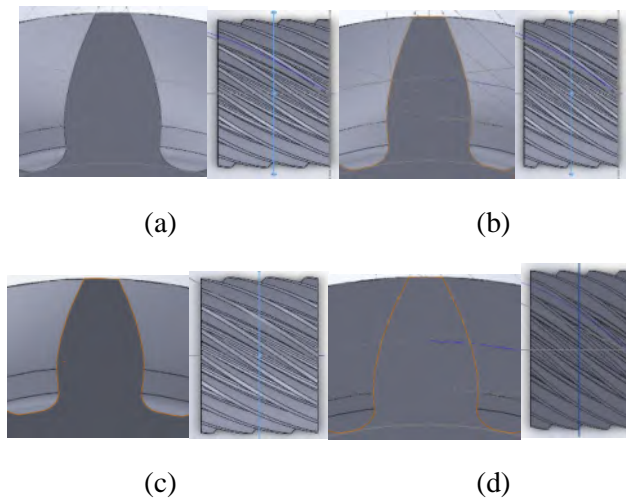
Setelah data dimasukkan ke dalam tabel, data-data tersebut kemudian diolah menjadi grafik-grafik. Grafik digunakan untuk mempermudah analisa perbandingan hasil dengan mengetahui tren dari hasil yang didapatkan. Adapun grafik yang akan dibuat adalah grafik tegangan bending statis terhadap beban torsi, grafik tegangan kontak statis terhadap beban torsi, tegangan bending terhadap beban torsi, grafik tegangan kontak terhadap beban torsi.

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

IV.1 Hasil Rancangan

Pada penelitian ini, hasil dari perhitungan geometri pada bab tiga diwujudkan dalam bentuk model atau gambar. Gambar yang dimaksud adalah gambar tiga dimensi dengan profil seperti terlihat pada gambar 4.1 dan tebal permukaan yang digunakan pada masing – masing roda gigi sama yaitu 0.8in.



Gambar 4. 1 Profil Roda Gigi Driven Hasil Pemodelan (a) helix 52.5 (b) helix 50 (c) helix 47.5 (d) helix 45

Gambar 4.1 merupakan gambar hasil pemodelan dari empat model driven gear yang direncanakan (pada bab 3). Pada pemodelan sebenarnya roda gigi digambar secara penuh dan

sepasang namun untuk memperjelas pembesaran dilakukan pada masing – masing model driven gear, maka dari model penuh diambil satu profil saja. Pada gambar 4.1 dapat dilihat dimana gambar 4.1 (a) merupakan model pertama yaitu model yang menggunakan pasangan sudut helix $37.5 : 52.5$. Gambar 4.1 (b) merupakan model kedua yaitu model yang menggunakan pasangan sudut helix $40 : 50$. Gambar 4.1 (c) merupakan model ketiga yaitu model yang menggunakan pasangan sudut helix $42.5 : 47.5$. Gambar 4.1 (d) merupakan model keempat yaitu model yang menggunakan pasangan sudut helix $45 : 45$.

Pada gambar 4.1 terlihat perbedaan pada masing masing gear geometri seperti geometri profil gigi dan diameter yang didapatkan akan semakin kecil apabila semakin kecil sudut helix gear.

IV.2 Hasil Perhitungan Teoritis (lampiran A)

Hasil perhitungan tegangan pada crossed helical gear dapat dianalisa dengan menggunakan persamaan Lewis (bending) maupun Hertizian (kontak). Hipotesa awal menurut Deutchman, definisi gaya gaya pada crossed helical gear sama dengan definisi gaya pada worm gear dikarenakan posisi gear yang bersilangan dan kontak terdiri dari titik titik kontak sepanjang garis kontak pada bidang normal sehingga pendekatan persamaan tegangan bending maupun kontak dapat menggunakan Lewis pada worm gear dan untuk kontak menggunakan persamaan Hartizin pada worm gear. Buckingham pada worm gear tidak digunakan disebabkan oleh tidak terdefiniskannya faktor K' (faktor beban dinamis) yang menyatakan tegangan kontak yang mampu diterima crossed helical gear. Hipotesa berikutnya mengatakan beban dinamik

pada crossed helical gear khususnya beban kontak besarnya samadengan 150% dari gaya yang ditransmisikan, untuk mendapatkan hasil dengan keakurata tinggi. Pada pembahasan ini dilakukan perhitungan tegangan bending dan tegangan kontak secara teoritis. Untuk memeriksa apakah nilai simulasi statis sudah mendekati teori atau tidak.

IV.2.1 Tegangan Bending

Contoh perhitungan tegangan bending yang terjadi pada driven gear pasangan sudut helix 45:45 dengan torsi 52.5 lb-in

- Beban yang ditransmisikan (F_t)

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = 2 \frac{52.5}{1.6537} = 63.493 \text{ lb}$$

- Kecepatan pitch

$$v_{p_2} = \frac{\pi d_2 n_2}{12} = \frac{3.14 \cdot 1.65038 \cdot 240}{12} = 103.86 \text{ fpm}$$

- Beban Dinamik

$$F_d = \frac{1200 + v_{p_2}}{1200} F_t = \frac{1200 + 103.86}{1200} 63.493 = 68.99 \text{ lb}$$

- Tegangan Bending Statis

$$\sigma_B = \frac{(F_d P_n)}{b Y} = \frac{68.99 \cdot 16.25}{0.8 \cdot 0.314} = 4425.7 \text{ lbin}$$

Perhitungan dilakukan pada masing-masing variasi sudut helix fungsi torsi, sehingga didapatkan data seperti pada tabel 4.1

Tabel 4. 1 Hasil perhitungan tegangan bending (Lewis)

$T \backslash \psi$	52.5	50	47.5	45
52.5	3893.3	4089.1	4282.5	4425.7
63	4602.89	4835.83	5067.9	5284.1
78.75	5767.12	5751.1	6246.1	6516.2
105	7431.2	7822.7	8209.65	8569.8
157.5	10969.1	11918.8	12136.7	12768

IV.2.2 Tegangan Kontak

Contoh perhitungan tegangan kontak yang terjadi pada driven gear pasangan sudut helix 45:45 dengan torsi 52.5 lb-in

- Beban yang ditransmisikan (F_t)

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = 2 \frac{52.5}{1.6537} = 63.493 \text{ lb}$$

- Kecepatan pitch

$$v_{p_2} = \frac{\pi d_2 n_2}{12} = \frac{3.14 \cdot 1.65038 \cdot 240}{12} = 103.86 \text{ fpm}$$

- Beban Dinamik

$$F_d = \frac{1200 + v_{p_2}}{1200} F_t = \frac{1200 + 103.86}{1200} 63.493 = 68.99 \text{ lb}$$

- Tegangan Kontak

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\frac{2 F_d(d_1 + d_2)}{\sin \phi_n d_1 d_2}}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) 2.86 b}}$$

$$\sigma_H = \sqrt{2 \frac{\frac{68.99(3.3076 + 1.6538)}{\sin 14.5} \frac{3.3076 \cdot 1.6538}{1}}{\left(\frac{1}{30458000} + \frac{1}{30458000}\right)}} 2.86 \cdot 0.8 = 57721 \text{ lbin}$$

Tabel 4. 2 Hasil perhitungan tegangan kontak (Hartizian)

T ψ_2	52.5	50	47.5	45
52.5	52497.3	54338.7	56116.6	57721
63	57068.69	59092.3	61045.9	62809
78.75	63804.7	65579.8	67770.9	69749
105	72527.9	75157	77696	79988.3
157.5	88117.3	92743.8	94469.2	97285.6

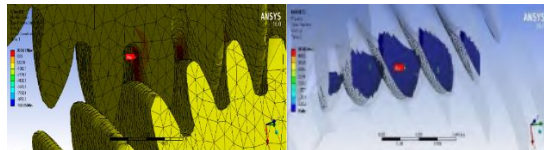
IV.3 Hasil Simulasi Statis

Hasil simulasi merupakan nama lain dari post-processing dari simulasi. Pada post-processing ini dilakukan pengambilan data dari proses simulasi yang sudah dilakukan, Pada penelitian ini, data yang diambil pada saat post-processing adalah data tegangan pada roda gigi dalam kondisi statis untuk memeriksa definisi pengondisian pada simulasi apakah sudah mendekati hasil teori atau tidak.

IV.3.1 Distribusi Tegangan Statis

Dari simulasi yang dilakukan dengan menggunakan metode numerik diperoleh distribusi tegangan yang dialami

model roda gigi. Distribusi tegangan ditunjukkan dengan warna yang berbeda pada model roda gigi. Setiap warna memiliki range nilai tegangan tertentu sesuai dengan tegangan maksimum dan tegangan minimum yang terjadi. Pada gambar 4.2 merupakan salah satu contoh distribusi tegangan dari hasil simulasi.



Gambar 4. 2 Contoh Tegangan maksimum sumbu X dan kontak pada Model 37.5:52.5 dengan pembebanan torsi 52.5 lb in

Setiap simulasi menghasilkan distribusi tegangan yang berbeda selama roda gigi mengalami kontak. Simulasi dengan model yang sama dan pembebanan yang berbeda menghasilkan distribusi tegangan yang berbeda. Begitu juga dengan simulasi dengan model yang berbeda dan pembebanan yang sama akan menghasilkan tegangan yang berbeda pula. Jadi, simulasi menggunakan model pasangan sudut helix 37.5:52.5 dengan pembebanan 52.5 lb-in dan simulasi menggunakan model pasangan sudut helix 40:50 dengan pembebanan 52.5 lb-in akan menghasilkan distribusi tegangan yang berbeda dan juga , simulasi menggunakan model pasangan sudut helix 40:50 dengan pembebanan 52.5 lb-in dan simulasi menggunakan model pasangan sudut helix 40:50 dengan pembebanan 78.75 lb-in akan menghasilkan distribusi tegangan yang berbeda pula.

IV.3.2 Data Tegangan Maksimum

Pada simulasi dengan pembebanan torsi mulai dari 52.5 lb-in hingga 157.5 lb-in hasil yang didapat disederhanakan dengan mengambil nilai maksimum. Sehingga didapatkan data seperti pada tabel 4.3 dan 4.4

Tabel 4. 3 Datal Tegangan Bending Hasil Simulasi Statis

$T \backslash \psi_2$	52.5	50	47.5	45
52.5	3634.1	3783.2	3932.4	4095.1
63	4203.6	4507.7	4715.9	4798.8
78.75	5113.9	5252.2	5722.5	6061.2
105	6676	7034	7570	7812
157.5	9629.2	10633.3	10706.4	11774.3

Tabel 4. 4 Datal Tegangan Von Mises Bending Hasil Simulasi Statis

$T \backslash \psi_2$	52.5	50	47.5	45
52.5	2854.5	2969.3	3100.1	3231
63	3337.8	3479.2	3628.2	3719.4
78.75	4109.9	4251.3	4648.5	4938.9
105	5397.4	5637.2	6015.9	6386.1
157.5	7954.3	8214.6	8418.2	9038.5

Tabel 4.3 merupakan daftar tegangan maksimum searah sumbu x pada simulasi dengan menggunakan model pertama dan beban torsi 52.5 lb-in hingga model keempat dan beban torsi 157.5 lb-in. Dari tabel dia atas akan dibuat grafik tegangan fungsi torsi. menggunakan model pertama dan beban

torsi 52.5 lb-in hingga model keempat dan beban torsi 157.5 lb-in. Dari tabel dia atas akan dibuat grafik tegangan fungsi torsi.

Tabel 4. 5 Data Tegangan Kontak Hasil Simulasi Statis

$T \backslash \psi_2$	52.5	50	47.5	45
52.5	50181	51419	53100	54396
63	54822	56117	58153	59718
78.75	61365	63337	65921	66245
105	70723	71527	75143	78270
157.5	86495	90961	92562	95428

Tabel 4. 6 Data Tegangan VonMises Kontak Hasil Simulasi Statis

$T \backslash \psi_2$	52.5	50	47.5	45
52.5	22679	23193	23810	24401
63	24775	26273	28384	29472
78.75	27798	29901	32839	34217
105	32021	33408	37195	40281
157.5	38917	41849	43188	47292

Tabel 4.4 merupakan daftar tegangan maksimum kontak pada simulasi dengan menggunakan model pertama dan beban torsi 52.5 lb-in hingga model keempat dan beban torsi 157.5 lb-in. Dari tabel dia atas akan dibuat grafik tegangan fungsi torsi. menggunakan model pertama dan beban torsi 52.5 lb-in hingga model keempat dan beban torsi 315 lb-in. Dari tabel dia atas akan dibuat grafik tegangan fungsi torsi.

IV.3.3 Validasi Data Tegangan Maksimum Statis

Pemeriksaan atau validasi pengondisian pada simulasi statis dilakukan dengan cara menghitung error antara data hasil simulasi statis dengan teori yang ada. Contoh perhitungan error data tegangan maksimum simulasi statis pada pasangan sudut helix 37.5:52.5 dengan pembebanan torsi 52.5

Tegangan Bending

$$E = \left| \frac{50181 - 52497.3}{52497.3} \right| 100\% = 6.66\%$$

Tabel 4. 7 Hasil Perhitungan Error pada Simulasi Statis untuk Tegangan Bending dalam %

T \ ψ_2	52.5	50	47.5	45
52.5	6.66%	7.48%	8.17%	7.47%
63	8.67%	6.78%	6.95%	9.18%
78.75	11.33%	8.67%	8.38%	6.98%
105	10.16%	10.07%	7.78%	8.84%
157.5	12.22%	10.78%	11.78%	7.78%

Tegangan Kontak

$$E = \left| \frac{60569 - 61052}{60569} \right| 100\% = 0.79\%$$

Tabel 4. 8 Hasil Perhitungan Error pada Simulasi Statis untuk Tegangan Kontak

$T \backslash \psi_2$	52.5	50	47.5	45
52.5	4.41%	5.37%	5.37%	5.76%
63	3.93%	5.03%	4.73%	4.92%
78.75	3.82%	3.41%	2.72%	5.02%
105	2.48%	4.82%	3.28%	2.14%
157.5	1.84%	1.92%	2.01%	1.90%

Berdasarkan tabel 4.7 dan tabel 4.8 error terbesar terjadi pada model pasangan roda gigi dengan sudut helix 52.5;37.5 dan beban 157.5 lb-in untuk tegangan bending sebesar 12.22%, sedangkan tegangan kontak terjadi pada pasangan roda gigi dengan sudut helix 45;45 dan beban 52.5 lb-in sebesar 5.7%. Sehingga dengan data error yang masih di bawah 12.5% pengondisian statis dapat dilanjutkan pada simulasi dinamis. Perbedaan error pada hasil simulasi disebabkan oleh pendefinisian beban, secara teoritis beban hanya dihitung dari beban tangensial saja sedangkan pada simulasi adanya pendefinisian beban kearah radial maupun axial pada saat terjadi kontak antar gear akibat momen torsi sehingga semakin besar error dikarenakan semakin besarpula tegangan akibat dikenai beban aksial dan radial.

IV.3.4 Data Keamanan Tegangan Maksimum Statis

Pemeriksaan keamanan terhadap tegangan statis dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan nilai ketahanan bending, kontak, maupun von mises pada material. Contoh perbandingan data tegangan maksimum simulasi

statis pada pasangan sudut helix 37.5:52.5 dengan pembebanan torsi 52.5

Tegangan Bending

$$\sigma_B \leq S_{at} \text{ (aman)}$$

$$3634.1 \text{ psi} \leq 108.6 H_B + 15890$$

$$3634.1 \text{ psi} \leq 37284.2 \text{ psi (aman)}$$

Tabel 4. 9 Hasil Perbandingan Keamanan pada Simulasi Statis untuk Tegangan Bending

$T \backslash \psi_2$	52.5	50	47.5	45
52.5	aman	aman	aman	aman
63	aman	aman	aman	aman
78.75	aman	aman	aman	aman
105	aman	aman	aman	aman
157.5	aman	aman	aman	aman

Tegangan Von Mises Bending

$$\sigma_B \leq S_y \text{ (aman)}$$

$$2854.5 \text{ psi} \leq 101000 \text{ (aman)}$$

Tabel 4. 10 Hasil Perbandingan Keamanan pada Simulasi Statis untuk Tegangan Bending Von Mises

T \backslash ψ_2	52.5	50	47.5	45
52.5	aman	aman	aman	aman
63	aman	aman	aman	aman
78.75	aman	aman	aman	aman
105	aman	aman	aman	aman
157.5	aman	aman	aman	aman

Tegangan Kontak

$$\sigma_H \leq S_{ac} \text{ (aman)}$$

$$60569 \text{ psi} \leq 349 H_B + 34300$$

$$60569 \text{ psi} \leq 103053 \text{ psi (aman)}$$

Tabel 4. 11 Hasil Perbandingan Keamanan pada Simulasi Statis untuk Tegangan Kotak

T \backslash ψ_2	52.5	50	47.5	45
52.5	aman	aman	aman	aman
63	aman	aman	aman	aman
78.75	aman	aman	aman	aman
105	aman	aman	aman	aman
157.5	aman	aman	aman	aman

Tegangan Von Mises Kontak

$$\sigma_H \leq S_y \text{ (aman)}$$

$$22679 \text{ psi} \leq 101000 \text{ (aman)}$$

Tabel 4. 12 Hasil Perbandingan Keamanan pada Simulasi Statis untuk Tegangan Kontak Von Mises

T ψ_2	52.5	50	47.5	45
52.5	aman	aman	aman	aman
63	aman	aman	aman	aman
78.75	aman	aman	aman	aman
105	aman	aman	aman	aman
157.5	aman	aman	aman	aman

Berdasarkan tabel 4.9 hingga 4.12 pada material aisi 4340 dengan design helical gear apabila dikenai torsi sebesar 52.5 lbin hingga 157.5 lbin secara statis design masih dikategorikan aman dikarenakan selain tegangn bending yang terjadi lebih kecil daripada tahanan bending material dan juga tegangan kontak yang terjadi juga lebih kecil daripada tahanan kontak material secara statis. Dan apabila melihat gear sebagai suatu produk dan dianalisa dengan von mises pada bagian fillet untuk bending dan permukaan untuk kontak besar tegangan yang terjadi tidak lebih besar dari tegangan bending lewis

maupun hartizian serta besar tegangan von mises yang terjadi masih lebih kecil dari tegangan yield yang dimiliki material. Dari hasil diatas menyatakan besar tegangan yang paling mempengaruhi untuk analisa keamanan pada gear adalah bending lewis maupun kontak hartizian. Jadi untuk analisa dinamis analisa lewis dan hartizian yang akan digunakan.

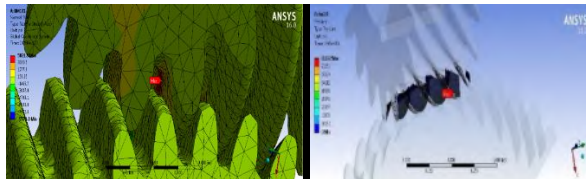
IV.4 Hasil Simulasi Dinamis

Hasil simulasi merupakan nama lain dari post-processing dari simulasi. Pada post-processing ini dilakukan pengambilan data dari proses simulasi yang sudah dilakukan, Pada penelitian ini, data yang diambil pada saat post-processing adalah data tegangan pada roda gigi dan data tegangan setiap satuan waktu tertentu.

IV.4.1 Distribusi Tegangan Dinamis

Dari simulasi yang dilakukan dengan menggunakan metode numerik diperoleh distribusi tegangan yang dialami model roda gigi. Distribusi tegangan ditunjukkan dengan warna yang berbeda pada model roda gigi. Setiap warna memiliki range nilai tegangan tertentu sesuai dengan tegangan maksimum dan tegangan minimum yang terjadi. Karena pada penelitian kali ini simulasi yang digunakan adalah simulasi dinamis maka distribusi tegangan ini akan berubah seiring dengan berubahnya waktu. Pada gambar 4.3 merupakan salah satu contoh distribusi tegangan dari hasil simulasi. Karena tegangan berubah seiring berjalannya waktu, maka diambil tegangan pada waktu tertentu. Dan gambar distribusi ini tidak

bias mewakili semua bentuk distribusi yang dialami selama profil gigi tersebut mengalami kontak.



Gambar 4. 3 Contoh Distribusi Tegangan Bending dan kontak pada Model 1 (sudut helix 37.5:52.5) dengan beban torsi 52.5 lb-in

Setiap simulasi menghasilkan distribusi tegangan yang berbeda selama roda gigi mengalami kontak. Simulasi dengan model yang sama dan pembebanan yang berbeda menghasilkan distribusi tegangan yang berbeda. Begitu juga dengan simulasi dengan model yang berbeda dan pembebanan yang sama akan menghasilkan tegangan yang berbeda pula. Jadi, simulasi menggunakan model pasangan sudut helix 45:45 dengan pembebanan 52.5lb-in dan simulasi menggunakan model pasangan sudut helix 45:45 dengan pembebanan 63 lb-in akan menghasilkan distribusi tegangan yang berbeda dan juga , simulasi menggunakan model pasangan sudut helix 45:45 dengan pembebanan 52.5 lb-in dan simulasi menggunakan model pasangan sudut helix 42.5:47.5 dengan pembebanan 52.5 lb-in akan menghasilkan distribusi tegangan yang berbeda pula. Gamabr 4.4 memperlihatkan hasil tegangan bending dan kontak hasil simulasi.

IV.4.2 Data Hasil Simulasi Dinamis

Selain distribusi tegangan, hasil simulasi juga ditunjukkan dengan data hasil simulasi. Data hasil simulasi

berupa daftar tegangan maksimum dan tegangan minimum setiap satuan waktu. Contoh data hasil simulasi dapat dilihat pada tabel 4.13.

Tabel 4. 13 Contoh Data Awal Hasil Simulasi Tegangan Bending

Time [s]	Minimum [psi]	Maximum [psi]
2.5e-005	-1188.7	1264.3
5.e-005	-866.57	1258.4
8.75e-005	-2304.1	1579.4
1.4375e-004	-8938.8	4648.
2.1875e-004	-5166.1	2381.3
2.9375e-004	-995.88	1318.3
3.6875e-004	-995.2	1595.7
4.4375e-004	-3245.3	1859.9
5.1875e-004	-6423.6	4270.6
5.9375e-004	-2147.2	1996.4
6.6875e-004	-1083.1	1450.9
7.4375e-004	-1763.7	1903.1
8.1875e-004	-6123.6	4682.8
8.9375e-004	-4461.7	3500.
9.6875e-004	-897.57	1255.6
1.0438e-003	-1366.8	1375.8
1.1188e-003	-6407.8	4077.6
1.1937e-003	-7296.5	4894.7
1.2687e-003	-2294.6	1651.3
1.3437e-003	-886.83	1287.
1.4187e-003	-4746.9	2652.
1.4937e-003	-6167.5	4042.
1.5687e-003	-2925.9	1691.1
1.6437e-003	-1236.5	1438.3
1.7187e-003	-4736.8	2685.2

1.7937e-003	-7314.3	4081.7
1.8687e-003	-5018.9	2795.1
1.9437e-003	-3399.9	1830.5
2.0187e-003	-6490.2	3482.7
2.0937e-003	-9574.3	5021.3
2.1687e-003	-7119.9	3641.9
2.2437e-003	-3622.4	1761.9
2.3187e-003	-3859.1	1833.4
2.3937e-003	-7111.	2800.3
2.4687e-003	-5549.2	2058.8
2.5437e-003	-4766.7	1486.7
2.6187e-003	-6251.4	2386.6
2.6937e-003	-6591.7	4555.6
2.7687e-003	-5210.6	4624.5
2.8437e-003	-4013.7	3592.7
2.9187e-003	-5350.6	3737.
2.9594e-003	-5838.1	3839.9
3.e-003	-4428.	3268

Hasil simulasi dengan pembebanan torsi akan menghasilkan output yang sama seperti pada tabel 4.13, hanya saja nilai dan jumlah datanya yang berbeda. Pada penelitian ini tidak semua data output digunakan hanya data tertentu yang diambil. Data tersebut meliputi data tegangan searah sumbu x fungsi waktu, dan data tegangan kontak fungsi waktu.

IV.4.3 Data Tegangan Maksimum

Pada simulasi dengan pembebanan torsi mulai dari 0s hingga 0.003s menghasilkan data awal seperti pada tabel 4.13. Apabila menggunakan data awal maka data akan sulit dianalisa, sehingga perlu adanya penyederhanaan. Penyederhanaan yang dilakukan adalah dengan cara mengambil nilai maksimum dari

masing-masing simulasi. Sehingga didapatkan data seperti pada tabel 4.8 dan 4.14

Tabel 4. 14 Data Tegangan Maksimum Searah Sumbu X pada Simulasi dengan Pembebanan Torsi

$T \backslash \psi_2$	52.5	50	47.5	45
52.5	5021.3	5509.4	6341.7	6986.3
63	6527.3	7702	8077	9512
78.75	9479	9677.5	11885.2	12307.8
105	11731.3	12516.5	15252.3	16711.1
157.5	17800	19070	21967	25280

Tabel 4.14 merupakan daftar tegangan maksimum searah sumbu x pada simulasi dengan menggunakan model pertama dan beban torsi 52.5 lb-in hingga model keempat dan beban torsi 157.5 lb-in. Dari tabel dia atas akan dibuat grafik tegangan fungsi torsi. menggunakan model pertama dan beban torsi 52.5 lb-in hingga model keempat dan beban torsi 315 lb-in. Dari tabel dia atas akan dibuat grafik tegangan fungsi torsi.

Tabel 4. 15 Data Tegangan Maksimum Kontak pada Simulasi dengan Pembebanan Torsi

$T \backslash \psi_2$	52.5	50	47.5	45
52.5	81172	85277	85357	88399
63	87754	89379	100880	104734
78.75	95729	106580	112588	125116
105	102321	111482	126530	152626
157.5	140363	145538	167538	181313

Tabel 4.15 merupakan daftar tegangan maksimum kontak pada simulasi dengan menggunakan model pertama dan beban torsi 52.5 lb-in hingga model keempat dan beban torsi 157.5 lb-in. Dari tabel dia atas akan dibuat grafik tegangan fungsi torsi. menggunakan model pertama dan beban torsi 52.5 lb-in hingga model keempat dan beban torsi 315 lb-in. Dari tabel dia atas akan dibuat grafik tegangan fungsi torsi.

IV.4.4 Data Keamanan Tegangan Maksimum Dinamis

Pemeriksaan keamanan terhadap tegangan dinamis dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan nilai ketahanan bending, kontak pada material. Contoh perbandingan data tegangan maksimum simulasi dinamis pada pasangan sudut helix 37.5:52.5 dengan pembebanan torsi 52.5

Tegangan Bending

$$\sigma_B \leq S_{at} \text{ (aman)}$$

$$5021.3 \text{ psi} \leq 108.6 H_B + 15890$$

$$5021.3 \text{ psi} \leq 37284.2 \text{ psi (aman)}$$

Tegangan Kontak

$$\sigma_H \leq S_{ac} \text{ (aman)}$$

$$81172 \text{ psi} \leq 349 H_B + 34300$$

$$60569 \text{ psi} \leq 103053 \text{ psi (aman)}$$

Tabel 4. 16 Hasil Perbandingan Keamanan pada Simulasi Dinamis untuk Tegangan Bending

$T \backslash \psi_2$	52.5	50	47.5	45
52.5	aman	aman	aman	aman
63	aman	aman	aman	aman
78.75	aman	aman	aman	aman
105	aman	aman	aman	aman
157.5	aman	aman	aman	aman

Tabel 4. 17 Hasil Perbandingan Keamanan pada Simulasi Dinamis untuk Tegangan Kontak

$T \backslash \psi_2$	52.5	50	47.5	45
52.5	aman	aman	aman	aman
63	aman	aman	aman	aman
78.75	aman	Tidak	Tidak	Tidak
105	aman	Tidak	Tidak	Tidak
157.5	Tidak	Tidak	Tidak	Tidak

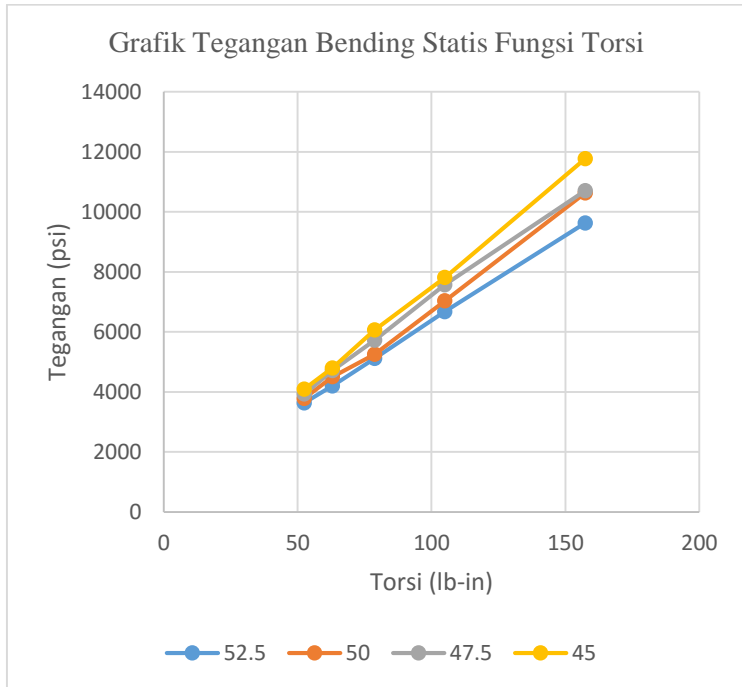
Berdasarkan tabel 4.16 hingga 4.17 pada material aisi 4340 dengan design helical gear apabila dikenai torsi sebesar

52.5 lbin hingga 157.5 lbin secara dinamis design masih dikategorikan aman dikarenakan selain tegangan bending yang terjadi lebih kecil daripada tahanan bending material tetapi pada tegangan kontak keamanan gear hanya terjadi pada sudut helix 37.5:52.5 dengan beban torsi hingga 105 lbin sedangkan pada sudut helix 40:50, 42.5:47.5, dan 45:45 keamanan hanya pada beban torsi hingga 63 lbin, hal ini dikarenakan besar tegangan yang terjadi lebih besar dari tahanan kontak permukaan material.

IV.5 Pembahasan Grafik

Pembahasan grafik adalah analisa yang dilakukan untuk mendapatkan gambaran hasil dari data yang terdapat pada tabel 4.8 dan tabel 4.9. Tabel 4.8 diplot menjadi grafik tegangan searah sumbu x fungsi torsi. Tabel 4.9 diplot menjadi grafik tegangan kontak fungsi torsi.

IV.5.1 Grafik Tegangan searah sumbu x fungsi torsi



Gambar 4. 4 Grafik Tegangan Sumbu X Fungsi Torsi

Gambar 4.4 merupakan grafik plot tegangan maksimum searah sumbu x pada fillet roda gigi fungsi beban torsi. Secara umum tren grafik yang terbentuk adalah linear dimana semakin ke kanan nilai torsi semakin besar. Nilai maksimum berada pada torsi 157.5 lb-in pada model dengan pasangan sudut helix 45:45 yaitu sebesar 11774 psi. Nilai minimum berada pada torsi 52.5 lb-in pada model dengan pasangan sudut helix 37.5:52.5 yaitu sebesar 3634.1psi.

Hasil simulasi secara keseluruhan menunjukkan bahwa semakin meningkat torsi yang diberikan, maka tegangan yang terjadi semakin besar. Fenomena ini bias dilihat dari semua model dari model sudut helix 45:45 (kuning), model sudut helix 42.5:47.5 (abu-abu), model sudut helix 40:50 (merah), hingga model sudut helix helix 37.5:52.5 (biru) walaupun grafik yang dihasilkan tidak berupa linear sempurna. Peningkatan tegangan yang terjadi dikarenakan semakin besarnya torsi yang diberikan maka semakin besar pula gaya yang ditransmisikan oleh gear. Pada kondisi aktual, torsi merupakan representasi dari gaya yang terjadi pada suatu dimensi gear tertentu sesuai dengan persamaan 2.40, pada geometri gear yang sama sedangkan torsi berubah semakin besar maka gaya yang diterima roda gigi semakin besar. Secara sederhana tegangan merupakan hasil dari pembagian antara gaya dan luasan. Sehingga ketika luasan tetap sedangkan gaya yang diterima semakin besar, maka tegangan yang terjadi akan semakin besar. Pada gambar diatas juga menunjukkan bahwa pada nilai torsi yang sama, tegangan yang terjadi semakin menurun yaitu model sudut helix 45:45 nilainya paling tinggi. Kemudian diikuti model sudut helix 42.5:47.5, model sudut helix 40:50, dan model sudut helix 37.5:52.5 yang berurutan dan menunjukkan nilai semakin kecil. Pada pembebanan torsi yang sama misalnya pada torsi 52.5lb-in besar tegangan yang terjadi 4095.1 psi pada model sudut helix 45:45, 3932.4 psi untuk model sudut helix 42.5:47.5, 3783.2 psi untuk model sudut helix 40:50, 3634.1 psi untuk model sudut helix 37.5:52.5 . Fenomena ini bisa dihubungkan dengan persamaan 2.40 dimana beban yang diterima oleh gear berbanding terbalik dengan diameter driven gear sehingga semakin kecil diameter beban transmisi akan semakin besar.

Semakin kecilnya diameter dipengaruhi oleh perubahan variasi sudut helix dimana semakin kecil sudut helix maka diameter gear akan semakin kecil dan apabila dikenai beban dinamis maka tegangan yang terjadi akan semakin besar. Pada penelitian ini beban momen (torsi) yang digunakan sama. Dan lokasi pengambilan datanya sudah sama yaitu pada fillet roda gigi. Sehingga fenomena ini mengindikasikan semakin besar nilai beban transmisi dari model sudut helix yang semakin kecil. Hal ini dapat ditinjau pada penurunan persamaan 2.55

$$S = \frac{F_b P_n}{b Y}$$

Dari persamaan diatas dapat dibuat persamaan tegangan bending berdasarkan beban dinamik yang terjadi dan torsi, sehingga dirumuskan :

$$S = \frac{\frac{1200 + V_{p_2}}{1200} Ft P_n}{b Y} = \frac{\frac{1200 + V_{p_2}}{1200} 2T}{d_2} P_n$$

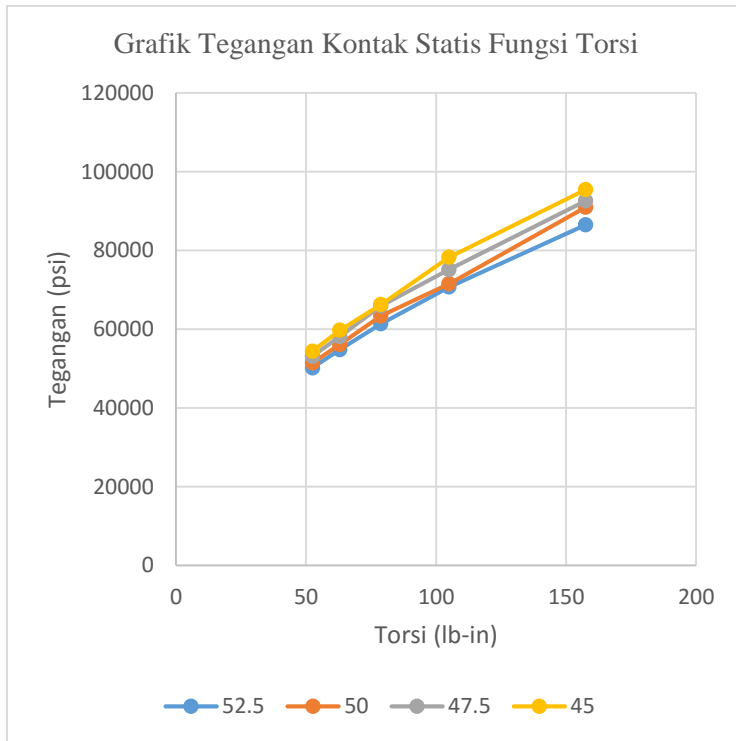
Sedangkan persamaan diameter dipengaruhi oleh besar sudut helix ;

$$S = \frac{\frac{1200 + V_{p_2}}{1200} 2T}{\frac{N_{t_2}}{P_n \cos \Psi_2}} P_n = \frac{\frac{1200 + V_{p_2}}{1200} 2T}{N_{t_2}} P_n^2 \cos \Psi_2$$

Dari persamaan terlihat jelas ketika besar sudut helix pada gear semakin kecil nilai \cos helix akan semakin besar dan berbanding lurus terhadap tegangan bending statis.

Semua hasil simulasi pada model sudut helix 45:45, model sudut helix 42.5:47.5, model sudut helix 40:50, model sudut helix 37.5:52.5 menunjukkan hasil yang sesuai dengan teori yang ada, dimana semakin besar nilai torsi yang diberikan, maka tegangan maksimum yang terjadi semakin besar. Perubahan sudut helix juga dapat memperbesar nilai tegangan yang terjadi. Apabila tegangan data maksimum diatas dibuat prosentase, maka penurunan tegangan pada torsi 52.5lb-in adalah 3.98%-11.25%, pada torsi 63lb-in adalah 1.73%-12.4%, pada torsi 78.75lb-in adalah 5.6%-15.6% , pada torsi 105lb-in adalah 3.1%-14.6%, pada torsi 157.5lb-in adalah 9.1-18.2%. Secara keseluruhan prosentase penurunan tegangan maksimum yang terjadi sebesar 3.98-18.2%.

IV.5.2 Grafik Tegangan Kontak fungsi torsi



Gambar 4. 5 Grafik Tegangan Sumbu X Fungsi Torsi

Gambar 4.5 merupakan grafik plot tegangan kontak statis maksimum fungsi beban torsi. Secara umum tren grafik yang terbentuk adalah linear dimana semakin ke kanan nilai torsi semakin besar. Nilai maksimum berada pada torsi 157.5 lb-in pada model dengan pasangan sudut helix 45:45 yaitu sebesar 95428 psi. Nilai minimum berada pada torsi 52.5 lb-in

pada model dengan pasangan sudut helix 37.5:52.5 yaitu sebesar 50181psi.

Hasil simulasi secara keseluruhan menunjukkan bahwa semakin meningkat torsi yang diberikan, maka tegangan yang terjadi semakin besar. Fenomena ini bias dilihat dari semua model dari model sudut helix 45:45 (kuning), model sudut helix 42.5:47.5 (abu-abu), model sudut helix 40:50 (merah), hingga model sudut helix helix 37.5:52.5 (biru) walaupun grafik yang dihasilkan tidak berupa linear sempurna. Peningkatan tegangan yang terjadi dikarenakan semakin besarnya torsi yang diberikan maka semakin besar pula gaya yang ditransmisikan oleh gear. Pada kondisi aktual, torsi merupakan representasi dari gaya yang terjadi pada suatu dimensi gear tertentu sesuai dengan persamaan 2.40, pada geometri gear yang sama sedangkan torsi berubah semakin besar maka gaya yang diterima roda gigi semakin besar. Secara sederhana tegangan merupakan hasil dari pembagian antara gaya dan luasan. Sehingga ketika luasan tetap sedangkan gaya yang diterima semakin besar, maka tegangan yang terjadi akan semakin besar. Pada gambar diatas juga menunjukkan bahwa pada nilai torsi yang sama, tegangan yang terjadi semakin menurun yaitu model sudut helix 45:45 nilainya paling tinggi. Kemudian diikuti model sudut helix 42.5:47.5, model sudut helix 40:50, dan model sudut helix 37.5:52.5 yang berurutan dan menunjukkan nilai semakin kecil. Pada pembebanan torsi yang sama misalnya pada torsi 52.5lb-in besar tegangan yang terjadi 54396 psi pada model sudut helix 45:45, 53100 psi untuk model sudut helix 42.5:47.5, 51419 psi untuk model sudut helix 40:50, 50181 psi untuk model sudut helix 37.5:52.5 . Fenomena ini bisa dihubungkan dengan

persamaan 2.40 dimana beban yang diterima oleh gear berbanding terbalik dengan diameter driven gear sehingga semakin kecil diameter beban transmisi akan semakin besar. Semakin kecilnya diameter dipengaruhi oleh perubahan variasi sudut helix dimana semakin kecil sudut helix maka diameter gear akan semakin kecil dan apabila terkena beban dinamis maka tegangan yang terjadi akan semakin besar. Pada penelitian ini beban momen (torsi) yang digunakan sama. Dan lokasi pengambilan datanya sudah sama yaitu pada permukaan kontak roda gigi. Sehingga fenomena ini mengindikasikan semakin besar nilai beban transmisi dari model sudut helix yang semakin kecil. Hal ini dapat ditinjau pada penurunan persamaan 2.55

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\frac{2 F_d(d_1 + d_2)}{\sin\phi_n d_1 d_2}}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) 2.86 b}}$$

Dari persamaan diatas dapat dibuat persamaan tegangan bending berdasarkan beban dinamik yang terjadi dan torsi, sehingga dirumuskan :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2 \frac{1200 + V_{p_2}}{1200} Ft(d_1 + d_2)}{\frac{\sin\phi_n d_1 d_2}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) 2.86 b}}}$$

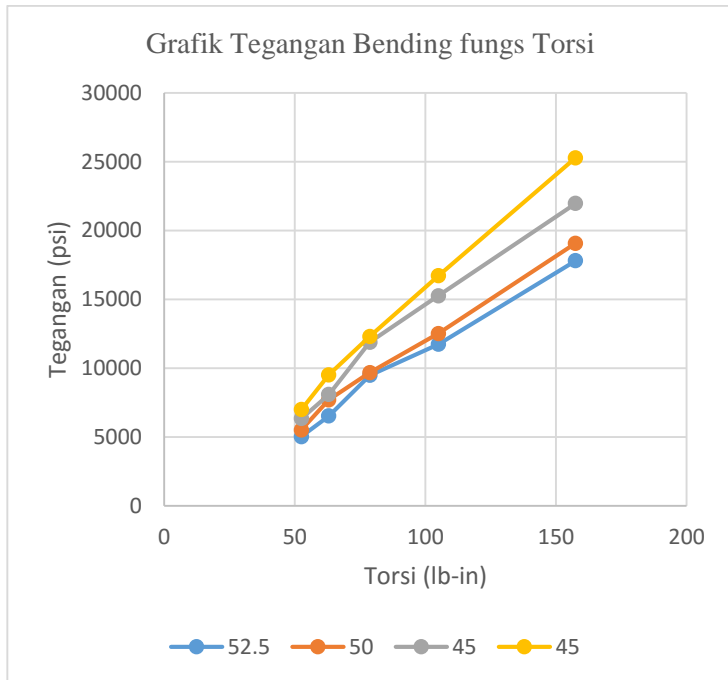
Sedangkan persamaan diameter dipengaruhi oleh besar sudut helix ;

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2 \frac{1200 + V_{p_2}}{1200 N_{t_2}} 2T P_n \cos \psi_2 (d_1 + d_2)}{\frac{\sin \phi_n d_1 d_2}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) 2.86 b}}}$$

Dari persamaan terlihat jelas ketika besar sudut helix pada gear semakin kecil nilai \cos helix akan semakin besar dan berbanding lurus terhadap tegangan Hartizian statis.

Semua hasil simulasi pada model sudut helix 45:45, model sudut helix 42.5:47.5, model sudut helix 40:50, model sudut helix 37.5:52.5 menunjukkan hasil yang sesuai dengan teori yang ada, dimana semakin besar nilai torsi yang diberikan, maka tegangan maksimum yang terjadi semakin besar. Perubahan sudut helix juga dapat memperbesar nilai tegangan yang terjadi. Apabila tegangan data maksimum diatas dibuat prosentase, maka penurunan tegangan pada torsi 52.5lb-in adalah 2.38-7.75% pada torsi 63lb-in adalah 2.62-8.19%, pada torsi 78.75lb-in adalah 0.48-7.36% , pada torsi 105lb-in adalah 3.9-9.6%, pada torsi 157.5lb-in adalah 3-9.36%. Secara keseluruhan prosentase penurunan tegangan maksimum yang terjadi sebesar 2.3-9.6%.

IV.5.3 Grafik Tegangan Bending Dinamis Fungsi Torsi



Gambar 4. 6 Grafik Tegangan Sumbu X Fungsi Torsi

Gambar 4.6 merupakan grafik plot tegangan maksimum searah sumbu x pada fillet roda gigi pada kondisi dinamis fungsi beban torsi. Secara umum tren grafik yang terbentuk adalah linear dimana semakin ke kanan nilai torsi semakin besar. Nilai maksimum berada pada torsi 157.5 lb-in pada model dengan pasangan sudut helix 45:45 yaitu sebesar 25280 psi. Nilai minimum berada pada torsi 52.5 lb-in pada

model dengan pasangan sudut helix 37.5:52.5 yaitu sebesar 5021.3psi.

Hasil simulasi secara keseluruhan menunjukkan bahwa semakin meningkat torsi yang diberikan, maka tegangan yang terjadi semakin besar. Fenomena ini bias dilihat dari semua model dari model sudut helix 45:45 (kuning), model sudut helix 42.5:47.5 (abu-abu), model sudut helix 40:50 (merah), hingga model sudut helix helix 37.5:52.5 (biru) walaupun grafik yang dihasilkan tidak berupa linear sempurna. Peningkatan tegangan yang terjadi dikarenakan semakin besarnya torsi yang diberikan maka semakin besar pula gaya yang ditransmisikan oleh gear. Pada kondisi aktual, torsi merupakan representasi dari gaya yang terjadi pada suatu dimensi gear tertentu sesuai dengan persamaan 2.40, pada geometri gear yang sama sedangkan torsi berubah semakin besar maka gaya yang diterima roda gigi semakin besar. Secara sederhana tegangan merupakan hasil dari pembagian antara gaya dan luasan. Sehingga ketika luasan tetap sedangkan gaya yang diterima semakin besar, maka tegangan yang terjadi akan semakin besar. Pada gambar diatas juga menunjukkan bahwa pada nilai torsi yang sama, tegangan yang terjadi semakin menurun yaitu model sudut helix 45:45 nilainya paling tinggi. Kemudian diikuti model sudut helix 42.5:47.5, model sudut helix 40:50, dan model sudut helix 37.5:52.5 yang berurutan dan menunjukkan nilai semakin kecil. Pada pembebanan torsi yang sama misalnya pada torsi 52.5lb-in besar tegangan yang terjadi 4095.1 psi pada model sudut helix 45:45, 3932.4 psi untuk model sudut helix 42.5:47.5, 3783.2 psi untuk model sudut helix 40:50, 3634.1 psi untuk model sudut helix 37.5:52.5 . Fenomena ini bisa dihubungkan dengan

persamaan 2.40 dimana beban yang diterima oleh gear berbanding terbalik dengan diameter driven gear sehingga semakin kecil diameter beban transmisi akan semakin besar. Semakin kecilnya diameter dipengaruhi oleh perubahan variasi sudut helix dimana semakin kecil sudut helix maka diameter gear akan semakin kecil dan apabila terkena beban dinamis maka tegangan yang terjadi akan semakin besar. Pada penelitian ini beban momen (torsi) yang digunakan sama. Dan lokasi pengambilan datanya sudah sama yaitu pada fillet roda gigi. Sehingga fenomena ini mengindikasikan semakin besar nilai beban transmisi dari model sudut helix yang semakin kecil. Hal ini dapat ditinjau pada penurunan persamaan 2.55

$$S = \frac{F_b P_n}{b Y}$$

Dari persamaan diatas dapat dibuat persamaan tegangan bending berdasarkan beban dinamik yang terjadi dan torsi, sehingga dirumuskan :

$$S = \frac{\frac{1200 + V_{p_2}}{1200} Ft P_n}{b Y} = \frac{\frac{1200 + V_{p_2}}{1200} 2T}{d_2} P_n$$

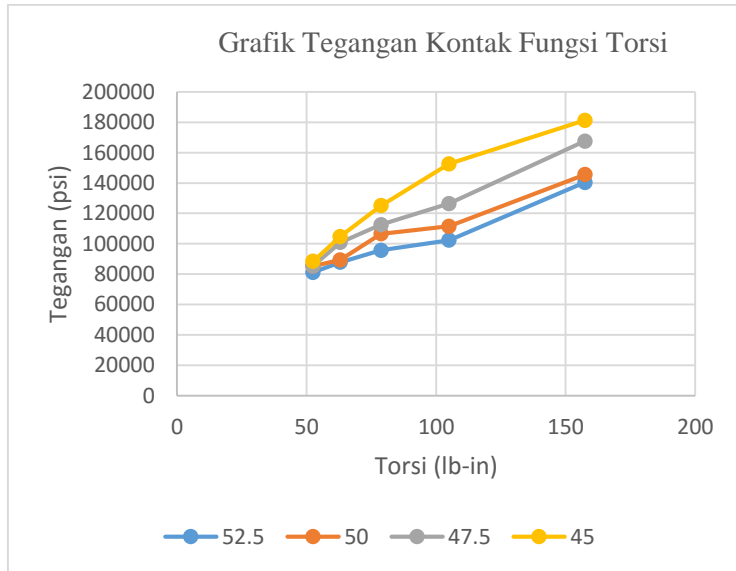
Sedangkan persamaan diameter dipengaruhi oleh besar sudut helix ;

$$S = \frac{\frac{1200 + V_{p_2}}{1200} 2T}{\frac{N_{t_2}}{P_n \cos \Psi_2}} P_n = \frac{\frac{1200 + V_{p_2}}{1200} 2T}{N_{t_2}} P_n^2 \cos \Psi_2$$

Dari persamaan terlihat jelas ketika besar sudut helix pada gear semakin kecil nilai \cos helix akan semakin besar dan berbanding lurus terhadap tegangan bending statis. Pada kondisi dinamis didapatkan hasil tegangan maksimum lebih besar dari pengondisian statis, kondisi ini dikarenakan adanya beban impact tambahan yang menambah tegangan yang terjadi (gaya fungsi waktu) pada roda gigi sehingga hasil beban mendekati kondisi sebenarnya.

Semua hasil simulasi pada model sudut helix 45:45, model sudut helix 42.5:47.5, model sudut helix 40:50, model sudut helix 37.5:52.5 menunjukkan hasil yang sesuai dengan teori yang ada, dimana semakin besar nilai torsi yang diberikan, maka tegangan maksimum yang terjadi semakin besar. Perubahan sudut helix juga dapat memperbesar nilai tegangan yang terjadi. Apabila tegangan data maksimum diatas dibuat prosentase, maka penurunan tegangan pada torsi 52.5lb-in adalah 9.2%-28.1%, pada torsi 63lb-in adalah 15.1%-31.4%, pada torsi 78.75lb-in adalah 3.4%-22.9% , pada torsi 105lb-in adalah 8.7%-29.8%, pada torsi 157.5lb-in adalah 13.1-29.8%. Secara keseluruhan prosentase penurunan tegangan maksimum yang terjadi sebesar 3.4-29.8%.

IV.5.4 Grafik Tegangan Kontak fungsi torsi



Gambar 4. 7 Grafik Tegangan Sumbu X Fungsi Torsi

Gambar 4.7 merupakan grafik plot tegangan kontak statis maksimum fungsi beban torsi. Secara umum tren grafik yang terbentuk adalah linear dimana semakin ke kanan nilai torsi semakin besar. Nilai maksimum berada pada torsi 157.5 lb-in pada model dengan pasangan sudut helix 45:45 yaitu sebesar 181313 psi. Nilai minimum berada pada torsi 52.5 lb-in pada model dengan pasangan sudut helix 37.5:52.5 yaitu sebesar 81172psi.

Hasil simulasi secara keseluruhan menunjukkan bahwa semakin meningkat torsi yang diberikan, maka tegangan yang

terjadi semakin besar. Fenomena ini bias dilihat dari semua model dari model sudut helix 45:45 (kuning), model sudut helix 42.5:47.5 (abu-abu), model sudut helix 40:50 (merah), hingga model sudut helix helix 37.5:52.5 (biru) walaupun grafik yang dihasilkan tidak berupa linear sempurna. Peningkatan tegangan yang terjadi dikarenakan semakin besarnya torsi yang diberikan maka semakin besar pula gaya yang ditransmisikan oleh gear. Pada kondisi aktual, torsi merupakan representasi dari gaya yang terjadi pada suatu dimensi gear tertentu sesuai dengan persamaan 2.40, pada geometri gear yang sama sedangkan torsi berubah semakin besar maka gaya yang diterima roda gigi semakin besar. Secara sederhana tegangan merupakan hasil dari pembagian antara gaya dan luasan. Sehingga ketika luasan tetap sedangkan gaya yang diterima semakin besar, maka tegangan yang terjadi akan semakin besar. Pada gambar diatas juga menunjukkan bahwa pada nilai torsi yang sama, tegangan yang terjadi semakin menurun yaitu model sudut helix 45:45 nilainya paling tinggi. Kemudian diikuti model sudut helix 42.5:47.5, model sudut helix 40:50, dan model sudut helix 37.5:52.5 yang berurutan dan menunjukkan nilai semakin kecil. Pada pembebanan torsi yang sama misalnya pada torsi 52.5lb-in besar tegangan yang terjadi 54396 psi pada model sudut helix 45:45, 53100 psi untuk model sudut helix 42.5:47.5, 51419 psi untuk model sudut helix 40:50, 50181 psi untuk model sudut helix 37.5:52.5 . Fenomena ini bisa dihubungkan dengan persamaan 2.40 dimana beban yang diterima oleh gear berbanding terbalik dengan diameter driven gear sehingga semakin kecil diameter beban transmisi akan semakin besar. Semakin kecilnya diameter dipengaruhi oleh perubahan variasi sudut helix dimana semakin kecil sudut helix maka diameter

gear akan semakin kecil dan apabila dikenai beban dinamis maka tegangan yang terjadi akan semakin besar. Pada penelitian ini beban momen (torsi) yang digunakan sama. Dan lokasi pengambilan datanya sudah sama yaitu pada permukaan kontak roda gigi. Sehingga fenomena ini mengindikasikan semakin besar nilai beban transmisi dari model sudut helix yang semakin kecil. Hal ini dapat ditinjau pada penurunan persamaan 2.55

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\frac{2 F_d(d_1 + d_2)}{\sin\phi_n d_1 d_2}}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) 2.86 b}}$$

Dari persamaan diatas dapat dibuat persamaan tegangan bending berdasarkan beban dinamik yang terjadi dan torsi, sehingga dirumuskan :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2 \frac{1200 + V_{p_2}}{1200} Ft(d_1 + d_2)}{\frac{\sin\phi_n d_1 d_2}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) 2.86 b}}}$$

Sedangkan persamaan diameter dipengaruhi oleh besar sudut helix ;

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2 \frac{1200 + V_{p_2}}{1200 N_{t_2}} 2T P_n \cos\psi_2 (d_1 + d_2)}{\frac{\sin\phi_n d_1 d_2}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) 2.86 b}}}$$

Dari persamaan terlihat jelas ketika besar sudut helix pada gear semakin kecil nilai \cos helix akan semakin besar dan berbanding lurus terhadap tegangan Hertzian statis. Pada kondisi dinamis didapatkan hasil tegangan maksimum lebih besar dari pengondisian statis, kondisi ini dikarenakan adanya beban impact tambahan yang menambah tegangan yang terjadi (gaya fungsi waktu) pada roda gigi sehingga hasil beban mendekati kondisi sebenarnya.

Semua hasil simulasi pada model sudut helix 45:45, model sudut helix 42.5:47.5, model sudut helix 40:50, model sudut helix 37.5:52.5 menunjukkan hasil yang sesuai dengan teori yang ada, dimana semakin besar nilai torsi yang diberikan, maka tegangan maksimum yang terjadi semakin besar. Perubahan sudut helix juga dapat memperbesar nilai tegangan yang terjadi. Apabila tegangan data maksimum diatas dibuat prosentase, maka penurunan tegangan pada torsi 52.5lb-in adalah 3.4-8.1% pada torsi 63lb-in adalah 3.6-16.2%, pada torsi 78.75lb-in adalah 10-23.5% , pada torsi 105lb-in adalah 17.1-32%, pada torsi 157.5lb-in adalah 7.6-22.5%. Secara keseluruhan prosentase penurunan tegangan maksimum yang terjadi sebesar 3.4-32%.

LAMPIRAN A PERHITUNGAN GEOMETRI

Contoh Perhitungan Gear

Ditentukan :

- Normal Diametra Pitch
 $P_n = 16.25$
- Shaft Angle
 $\Sigma = 90^0$
- Helix Angle
 $\psi = 45^0$
- Ratio Velocity
 $R_v = \frac{1}{2}$
- Number of Teeth
 $N_t = 38$
- Normal Pressure Angle
 $\phi_n = 14.5^0$

Analisa :

- Normal Circular Pitch
 $p_n = \pi/P_n$
 $p_n = \frac{\pi}{16.25} = 0.1932 \text{ in}$
- Pressure Angle Transerve
 $\phi = \text{atan}\left(\frac{\tan \phi_n}{\cos \psi}\right)$
 $\phi = \text{atan}\left(\frac{\tan 14.5}{\cos 45}\right) = 20^0$

- Diametral Pitch Transverse

$$P = P_n \cos \psi$$

$$P = 16.25 \cos 45 = 11.489 \text{ tooth/in}$$

- Circular Pitch Transverse

$$p = \frac{\pi}{P}$$

$$p = \frac{\pi}{11.489} = 0.2733 \text{ in}$$

- Diameter Pitch

$$d = \frac{N_t}{P}$$

$$d = \frac{38}{11.489} = 3.307 \text{ in}$$

- Face Width

$$9/P_n \leq b \leq 13/P_n$$

$$9/16.25 \leq b \leq 13.16.25$$

$$0.554 \leq b \leq 0.8$$

- Lead Angle

$$\Sigma = 90^\circ$$

$$\lambda_1 = \psi_2 = 45^\circ$$

$$\lambda_2 = \psi_1 = 45^\circ$$

- Lead

$$L = P_n N_t / \cos \psi$$

$$L = 16.25 \cdot 36 / \cos 45$$

- Center of Distance

$$c = \frac{(d_1 + R_v d_1)}{2}$$

$$c = \frac{3.307 + 0.5 \cdot 3.307}{2} = 2.4806 \text{ in}$$

- Addendum

$$a = \frac{1}{P} = \frac{1}{11.489} = 0.087 \text{ in}$$

- Dedendum

$$de = \frac{1.25}{P} = \frac{1.25}{11.489} = 0.0108 \text{ in}$$

- Clearance

$$c = \frac{0.25}{P} = \frac{0.25}{11.489} = 0.0218 \text{ in}$$

- Whole Depth

$$whd = \frac{2.25}{P} = \frac{2.25}{11.489} = 0.195 \text{ in}$$

- Working Depth

$$wrd = \frac{2}{P} = \frac{2}{11.489} = 0.174 \text{ in}$$

- Radius Fillet

- Tip Fillet

- Outside Diameter

$$d_o = d + 2a$$

$$d_o = 3.307 + 2 \cdot 0.087 = 3.4816$$

- Root Diameter

$$d_r = d_o - 2 wrd$$

$$d_r = 3.4816 - 2 \cdot 0.174 = 3.133 \text{ in}$$

- Base Diameter

$$r_b = d / \cos \phi$$

$$r_b = \frac{3.4816}{\cos 20} = 1.553 \text{ in}$$

- Interference

$$r_a = \sqrt{r_b^2 + c^2 \sin^2 \phi_n}$$

$$r_a = \sqrt{1.553^2 + 2.4806^2 \sin^2 14.5} = 1.7695 \text{ in}$$

$$r_a = \frac{d}{2} + a$$

$$r_{a1} = \frac{3.4816}{2} + 0.087 = 1.7408 \text{ in}$$

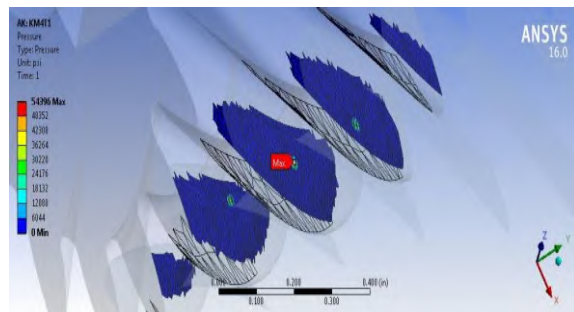
$$r_a \geq r_{a1} \text{ (aman)}$$

Tabel hasil perhitungan geometri

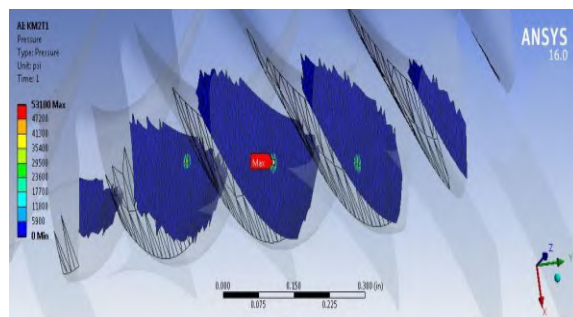
[illegible]

LAMPIRAN B GAMBAR DISTRIBUSI TEGANGAN

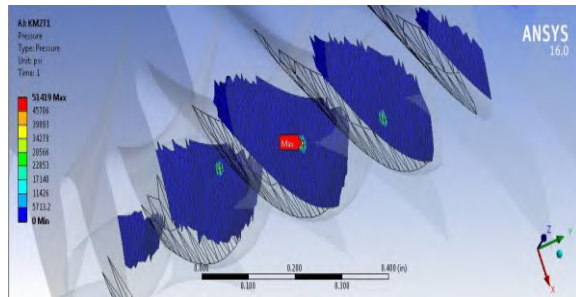
2.1 B.1 Distribusi Tegangan Kontak Statis pada Pembebanan Torsi 52.5lb-in



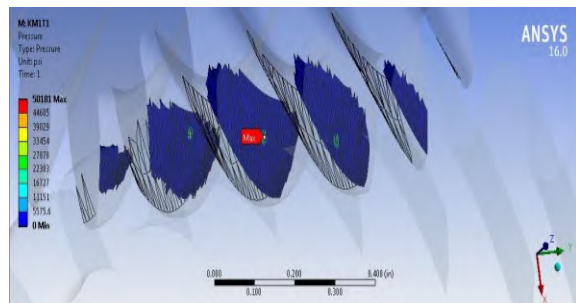
Gambar B.2. 1 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 45:45



Gambar B.2. 2 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 42.5:47.5

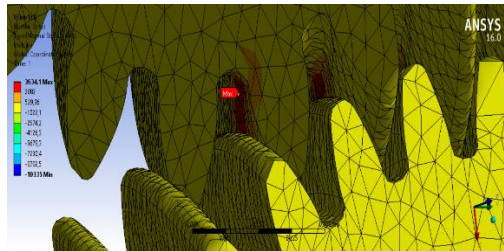


Gamabar B.2. 3 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 40:50

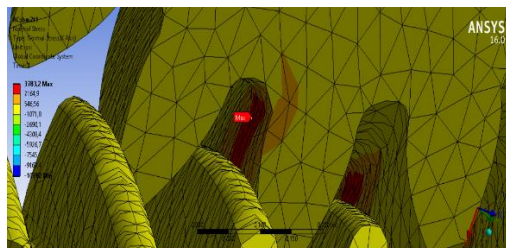


Gamabar B.2. 4 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 37.5 : 52.5

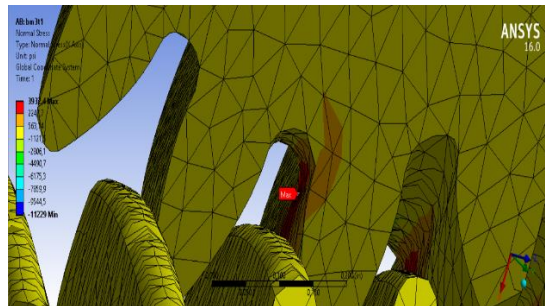
2.2 B.3 Distribusi Tegangan Bending Statik pada Pembebanan Torsi 52.5lb-in



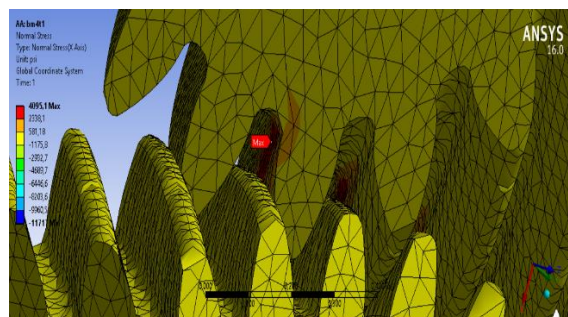
Gambar B.1. 5 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 45:45



Gambar B.1. 6 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 42.5:47.5

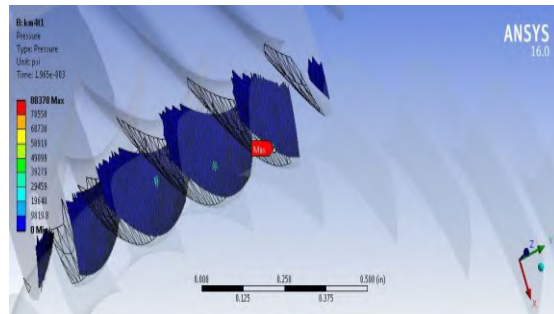


Gambar B.1. 7 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 40:50

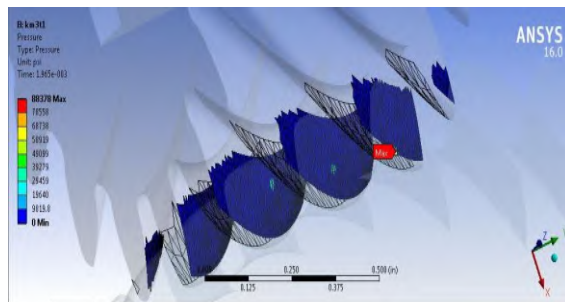


Gambar B.1. 8 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 37.5 : 52.5

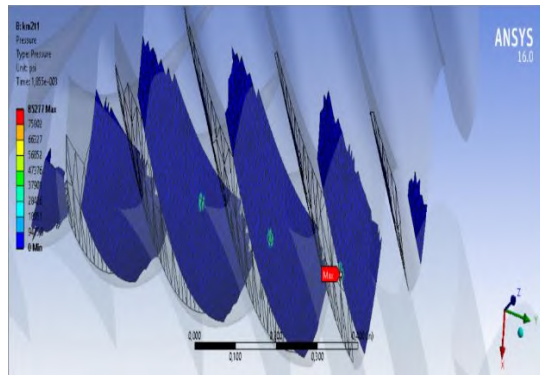
2.3 B.4 Distribusi Tegangan Kontak Dinamik pada Pembebanan Torsi 52.5lb-in



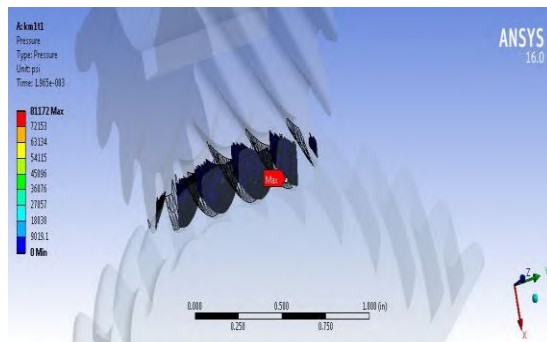
Gambar B.1. 9 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 45:45



Gambar B.1. 10 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 42.5:47.5

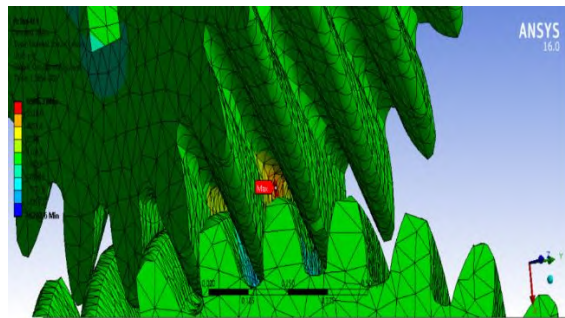


Gambar B.1. 11 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 40:50

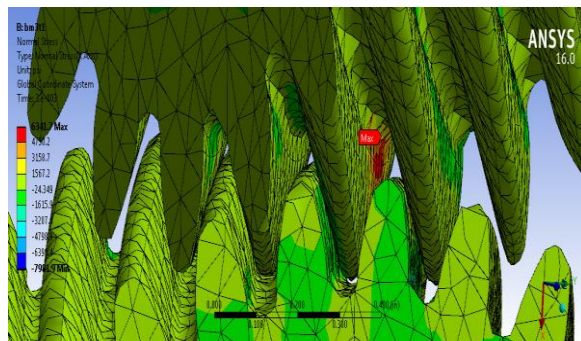


Gamabar B.1. 12 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 37.5 : 52.5

2.4 B.4 Distribusi Tegangan Bending Dinamik pada Pembebanan Torsi 52.5lb-in



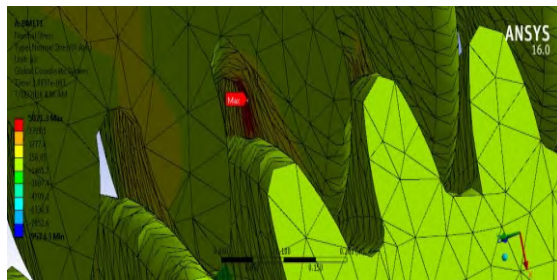
Gambar B.1. 13 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 45:45



Gambar B.1. 14 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 42.5:47.5



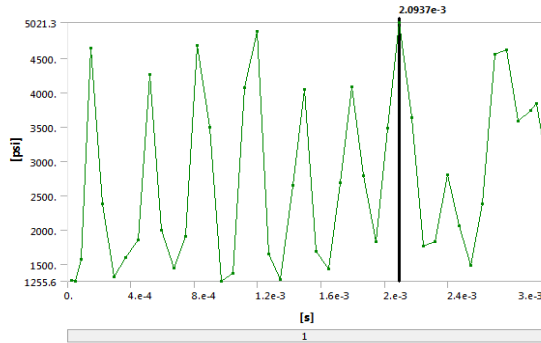
Gambar B.1. 15 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 40:50



Gambar B.1. 16 Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 37.5 : 52.5

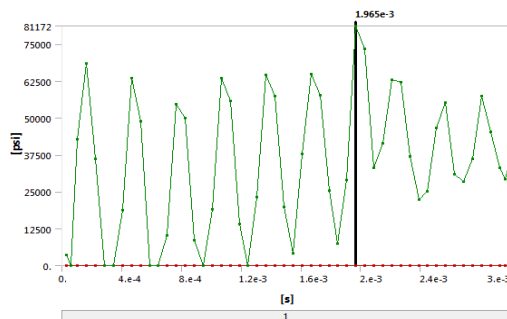
LAMPIRAN C GRAFIK DISTRIBUSI TEGANGAN FUNGSI WAKTU

2.5 C.1 Grafik Distribusi Tegangan sumbu X pada Pembebanan Torsi 52.5 lb-in



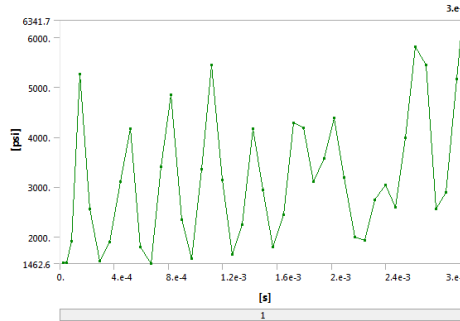
Gambar C.1. Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 37.5:52.5

2.6 C.1 Grafik Distribusi Tegangan kontak pada Pembebanan Torsi 52.5 lb-in



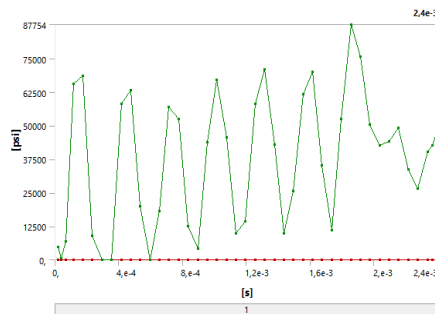
Gambar C.1. Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 315 lb-in pada pasangan sudut helix 45:45

2.7 C.1 Grafik Distribusi Tegangan kontak pada Pembebanan Torsi 52.5 lb-in



Gambar C.1. Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 52.5 lb-in pada pasangan sudut helix 42.5:47.5

2.8 C.1 Grafik Distribusi Tegangan kontak pada Pembebanan Torsi 63 lb-in



Gambar C.1. Distribusi Tegangan dengan Pembebanan Torsi 315 lb-in pada pasangan sudut helix 37.5:52.5

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

V.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan simulasi dan analisa data, maka kesimpulan yang dapat ditarik adalah sebagai berikut :

1. Hasil rancangan yang digunakan berdasarkan space sepeda agar tidak merusak frame dan aman terhadap tegangan bending maupun kontak adalah variasi pasangan sudut helix dari 37.5;52.5 hingga 45;45.
2. Pada pembebanan statis maupun dinamis besar tegangan bending yang terjadi semakin besar berbanding lurus dengan semakin besarnya sudut helix pada driven gear. Nilai tegangan yang terbesar terjadi pada pasangan sudut helix 45;45 sedangkan nilai tegangan maksimum yang terkecil terjadi pada pasangan sudut helix 37.5;52.5.
3. Pada pembebanan statis maupun dinamis besar tegangan kontak yang terjadi semakin besar berbanding lurus dengan semakin besarnya sudut helix pada driven gear. Nilai tegangan yang terbesar terjadi pada pasangan sudut helix 45;45 sedangkan nilai tegangan maksimum yang terkecil terjadi pada pasangan sudut helix 37.5;52.5.

V.2 Saran

Dari penelitian ini, ada beberapa saran yang dapat disampaikan guna pengembangan pada penelitian selanjutnya, antara lain :

1. Ketebalan roda gigi harus diperhatikan dengan baik supaya kontak yang terjadi pada roda gigi bias lebih bagus
2. Untuk penelitian selanjutnya bisa digunakan analisa getaran, deformasi dan lainnya pada roda gigi crossed helical gear
3. Untuk penelitian selanjutnya analisa bisa menggunakan spiroid gear
4. Dalam memasukan parameter harus dilakukan dengan hati-hati karena akan sangat mempengaruhi hasil simulasi yang dilakukan.
5. Untuk simulasi dinamis sebaiknya menggunakan computer dengan spesifikasi memumpuni
6. Sebaiknya dilakukan analisa peluang penerapan asymmetric involute pada crossed helical gear maupun gear cross section lainnya

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Deutschman, A. D., Michaels, W. J., Wilson, c. E.1975. **Machine Design Theory and Practice**. New York : Macmilan Publishing Co., Inc
- [2] Hibbler, R. C. 1997. **Mechanics of Materials Third Edition**. New Jersey : Prentice Hall
- [3] Colbourne, J. R. 1998. **The Geometry of Involute Gears**. New York : Macmilan Publishing Co., Inc
- [4] Jong, C., Springer, W. 2010. **Teaching Von Mises Stress : Form Principal to Nonpricipal Axel**. USA : University of Arkansas
- [5] Alipiev, O. 2010. **Geometric Design of Involute Spur Gear Drives with Symetric and Asymetric Teeth Using The Realized Potential Methode**. Bulgaria
- [6] Budynas, R. G., Nisbett, J. K. 2011. **Shigley's Mechanical Engineering Design Ninth Edition**, New York : Mc Graw Hill
- [8] Carter, N. 2007. **The Involute Curve, Drafting a Gear in CAD and Application**.
(URL<https://www.cartertools.com/involute.html>)
- [9] Noname 2013 Involute.
(URL<https://en.wikipedia.org/wiki/Involute>)

RIWAYAT PENULIS



Dera Fadhlil Supriyo atau akrab dengan sapaan Dera di kampus dan di SMA maupun SMP, dilahirkan pada 15 Agustus 1993 di Jakarta. Penulis merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara. Penulis memulai pendidikan dasar di TK Ikhwana (1997-1998), TK Islam Asyafi'iyah (1998-1999), SD Islam Asyafi'iyah (1999-2003), SD Negeri 03 (2003-2005), SMP Negeri 109 (2005-2008), SMA Negeri 54 (2008-2011), dan diterima Jurusan Teknik Mesin ITS (2011-2016).

Semasa SD tepatnya kelas 4 pernah mewakili sekolah untuk mengikuti lomba cerdas cermat antar sekolah dasar se-JABODETABEK, selain itu juga aktif dalam perlombaan olahraga hingga sebagai perwakilan Jakarta untuk perlombaan tenis meja senasional pada tahun 2004. Pada masa SMP penulis aktif dalam organisasi OSIS-MPK, ekstrakurikuler pramuka, dan basket. Sebagai ketua MPK pada tahun 2006-2007 dan merangkap wakil ketua pramuka pada tahun yang sama. Penulis juga pernah mengikuti Jambore Nasional serta kejuaraan basket, dan mewakili sekolah mengikuti Olimpiade Olahraga tenis meja tingkat nasional. Dalam bidang akademik pada tahun yang sama penulis mewakili sekolah untuk mengikuti Olimpiade Nasional Matematika pada tahun 2007. Semasa SMA penulis pernah mengikuti kejuaraan basket tingkat Nasional dan Olimpiade Olahraga tenis meja tingkat nasional.

Di masa kuliah sendiri penulis aktif dalam berorganisasi sebagai anggota Mesin ITS Autosport 2011-2012. Penulis juga pernah mengikuti beberapa kegiatan diantaranya : GERIGI ITS 2011, LKMM Pra-TD 2011, kepanitiaan Makrab Teknik Mesin 2011, kepanitiaan MSC 2012, kepanitiaan Mesin Rally and Gathering 2012, kepanitiaan Latber Mesin Rally 2012, kepanitiaan Slalom Motor Surabaya 2013, kepanitiaan IEMC 2012, 2013, dan 2014, kepanitiaan Mechanical City 2013 dan 2014. Dalam bidang akademik penulis pernah menjadi asisten grader praktikum Dinamika Teknik dan Mekanika Getaran pada tahun 2014 di Laboratorium Desain. Penulis dapat dihubungi melalui email di romoderfadh@gmail.com.